

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



***Estudio y simulación con Simulink de
vuelco de un vehículo pesado en
adelantamiento***

Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica

**Autor: D. Rafael Ibáñez de Aldecoa García
Tutora: Dra. María Jesús López Boada**

ÍNDICE

ÍNDICE.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. Objetivos del proyecto.....	4
1.2 Estructura del proyecto.....	4
2. VEHÍCULOS PESADOS Y SUSPENSIÓN.....	6
2.1. Vehículos pesados	6
2.1.1. Definición de vehículo pesado	6
2.1.2. Tipos de vehículos pesados	6
2.1.3. Problemática de vuelco.....	8
2.2. Modelado del vehículo pesado	14
2.2.1. Ecuaciones de la dinámica del vehículo pesado.....	14
2.2.2. Transferencia de carga.....	20
2.3. El sistema de suspensión	21
2.3.1. Funciones del sistema de suspensión.....	22
2.3.2. Elementos de la suspensión	24
2.3.3 Amortiguadores hidráulicos	27
2.3.3.1. Amortiguadores de doble tubo	28
2.3.3.2. Amortiguadores monotubo	32
2.3.4. Tipos de sistemas de suspensión	36
3. IMPLEMENTACIÓN CON SIMULINK	39
3.1. Simulink	39
3.2. Modelado de vehículo con Simulink.....	40

4.	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	49
4.1.	Simulación con valores iniciales	50
4.2.	Simulación modificando las constantes de amortiguamiento	54
4.3.	Simulación modificando las constantes de rigidez.....	62
4.4.	Simulación modificando la masa suspendida del vehículo	69
4.5.	Simulación aumentando las constantes de rigidez, las constantes de amortiguamiento y la masa suspendida del vehículo	80
4.6.	Simulación modificando las constantes del eje trasero del vehículo	87
5.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	92
5.1.	Conclusiones del proyecto.....	92
5.2.	Trabajos futuros.....	93
6.	BIBLIOGRAFÍA	94

1. INTRODUCCIÓN

Los accidentes en los que participan vehículos pesados tienen mayor repercusión social que los accidentes de turismos, por ejemplo, un autobús es un vehículo que transporta un elevado número de pasajeros, así que en caso de accidente, mucha gente sale afectada.

Una característica importante de los vehículos pesados es que su centro de gravedad está más elevado que en el resto de vehículos automóviles. Ello implica que los momentos de vuelco generados son mayores, y el vehículo es más susceptible de volcar. El vuelco de un vehículo pesado puede afectar a un gran número de usuarios de la vía debido a su gran volumen.

Los accidentes se pueden deber a muchas causas; humanas, meteorológicas, suelo, etc., pero es labor del ingeniero el que se reduzca el accidente por fallo del vehículo. Constantemente se están desarrollando y mejorando sistemas activos de prevención de vuelco.

No obstante, el principal sistema antivuelco de un vehículo es el sistema de suspensión. El sistema de suspensión se encarga de disipar la energía generada por el balanceo de las masas del vehículo. El balanceo de las masas del vehículo puede llegar a provocar el vuelco del mismo, por lo que todo sistema que sea capaz de limitar el balanceo, será un sistema antivuelco.

Los sistemas de suspensión tienen como elementos principales el muelle o resorte (absorbe la energía generada por las irregularidades del terreno) y el amortiguador (disipa la energía almacenada en el muelle). El sistema de suspensión tiene que aunar la seguridad (limitando el balanceo según la rigidez del muelle) con el confort de los pasajeros (a mayor amortiguamiento mayor confort). Es muy importante encontrar el punto exacto de estos dos factores.

El principal objetivo de este proyecto va a ser estudiar la influencia que tienen las partes del sistema de suspensión en la prevención del vuelco de un vehículo. La suspensión del vehículo a estudiar será simple, y estará formada por un muelle y una amortiguación para cada rueda, siendo su comportamiento lineal. La situación a simular será la de un cambio de carril.

1.1. Objetivos del proyecto

El objetivo del proyecto será estudiar la influencia que tienen los siguientes parámetros sobre el vuelco del vehículo pesado, en una situación de adelantamiento:

- Constantes de rigidez de la suspensión en ejes trasero y delantero.
- Constantes de amortiguamiento de la suspensión en ejes trasero y delantero.
- Masa suspendida del vehículo.

Se simulará el adelantamiento variando cada uno de estos parámetros, y para distintas velocidades de circulación del vehículo. También se estudiará cuál es el eje que es más susceptible de volcar.

1.2 Estructura del proyecto

El proyecto consta de cinco capítulos, siendo el primero de ellos el presente, que se divide en objetivos del proyecto y en la estructura del mismo.

El segundo capítulo consta de tres apartados; el 2.1., en el cual se define qué es el vehículo pesado, hace una clasificación de los distintos tipos de vehículos pesados, y desarrolla los antecedentes de la problemática de vuelco. El apartado 2.2., expone las ecuaciones del vehículo simple unitario a estudiar y explica en qué consiste la transferencia de carga, y el 2.3., que desarrolla el sistema de suspensión, sus funciones,

tipos y elementos que lo componen, centrándose en los tipos de amortiguadores hidráulicos.

El capítulo tercero se divide en dos apartados; el 3.1., que introduce brevemente la herramienta Simulink de Matlab, y el 3.2., que modela las ecuaciones de la dinámica del vehículo en la herramienta anteriormente descrita.

El cuarto capítulo define las señales de entrada al sistema y las constantes del vehículo que se van a utilizar, y desarrolla por apartados las simulaciones realizadas, comentando los resultados. El apartado 4.1. se centra en la simulación con los valores iniciales. El 4.2. simula el vehículo para diferentes constantes de amortiguamiento. El 4.3., hace lo propio modificando las constantes de rigidez. El 4.4. simula el vehículo modificando el valor de la masa suspendida. El apartado 4.5. hace una simulación con las constantes de rigidez, de amortiguamiento, y la masa suspendida, aumentadas. Finalmente el apartado 4.6. simula el vehículo con la suspensión del eje trasero sobredimensionada.

Finalmente el capítulo quinto expone las conclusiones obtenidas del proyecto y enumera una serie de posibles trabajos futuros.

2. VEHÍCULOS PESADOS Y SUSPENSIÓN

2.1. Vehículos pesados

2.1.1. Definición de vehículo pesado

El vehículo pesado [1] se define como el tipo de vehículo que permite transportar mercancías o personas, y además que cumple una de las características siguientes:

- a. Más de 3500 Kg. de M.M.A.
- b. Más de 9 plazas (incluido el conductor).
- c. Definido por permisos de conducción.

Además, el R.O.T.T. (Reglamento de Ordenación del Transporte Terrestre) [2], considera que un vehículo es pesado cuando cumple las siguientes dos condiciones:

- d. Más de 6000 Kg. de M.M.A.
- e. Más de 3.500 Kg. de Carga Útil.

2.1.2. Tipos de vehículos pesados

Dependiendo de las características del vehículo, los vehículos pesados se pueden clasificar en [3]:

- **Camión:** vehículo automóvil de grandes dimensiones, de cuatro o más ruedas, destinado al transporte de mercancías pesadas (Figura 2.1.).



Figura 2.1. Camión

- **Furgón:** vehículo cerrado, de menores dimensiones que el camión, destinado al transporte de mercancías (Figura 2.2.).



Figura 2.2. Furgón

- **Autobús, Autocar o Trolebús:** vehículo de transporte de viajeros, de gran capacidad, destinado al transporte urbano e interurbano (Figura 2.3.).



Figura 2.3. Autobús

- **Autobús articulado:** variante del autobús, que se caracteriza por estar compuesto por dos secciones rígidas unidas por otra articulada que las comunica.

- **Tractocamión:** parte del camión concebido y construido para realizar principalmente, el arrastre de un semirremolque (Figura 2.4.).



Figura 2.4. Cabeza tractora o tractocamión

- **Remolque:** vehículo concebido y construido para circular arrastrado por un vehículo de motor y portando mercancías.
- **Semirremolque:** variante del remolque que se caracteriza por haber sido construido para ser acoplado a un automóvil de tal manera que repose parcialmente sobre este y que una parte sustancial de su peso y de su carga sean soportados por dicho automóvil.
- **Tren de carretera:** grupo de vehículos acoplados (tractocamión y uno o más remolques) que participan como una unidad.
- **Vehículo mixto adaptable:** automóvil especialmente dispuesto para el transporte, simultáneo o no de mercancías y personas hasta un máximo de nueve incluido el conductor, ya que en él se puede sustituir eventualmente la carga, parcial o totalmente, por personas mediante la adición de asientos.
- **Vehículos industriales.** En este apartado se pueden incluir todo tipo de vehículos pesados utilizados en la industria (Figura 2.5.), como son el caso de camiones volquetes, toros mecánicos, grúas, excavadoras, etc.



Figura 2.5. Vehículo industrial

Como se describe en el apartado 1.2 el objetivo de este proyecto es el estudio de comportamiento a vuelco de un vehículo simple unitario, por lo que los vehículos pesados que en realidad se van a estudiar en este proyecto son los furgones, camiones y cabezas tractoras, y autobuses.

2.1.3. Problemática de vuelco

Los vehículos pesados, debido a su gran envergadura que hace que su centro de gravedad esté a una elevada altura, son muy susceptibles a volcar. Es por ello por lo que se trabaja constantemente en elementos activos para prevenir el vuelco y reducir el número de accidentes de este tipo de vehículos.

El vuelco de un vehículo pesado es una forma de accidente en la que se producen muertes con mayor repercusión social, ya que suele implicar a un número elevado de personas. Un vehículo pesado después del vuelco, y debido a su gran masa, es un peligro para el resto de usuarios de la vía.

Se puede ver en la Figura 2.6 [4] que se ha conseguido una reducción del número de accidentes de manera significativa, y con ello del número de personas heridas o muertas. Esto es una evidencia de que cada vez aumenta más la idea de seguridad en la forma de conducir de los conductores. Las crudas campañas de la DGT, la mayor dureza de las multas y la imposición del nuevo modelo del carné por puntos han tenido gran parte de la culpa. También es obvio que influyen los esfuerzos de los ingenieros en la continua evolución de los sistemas de seguridad de los vehículos.

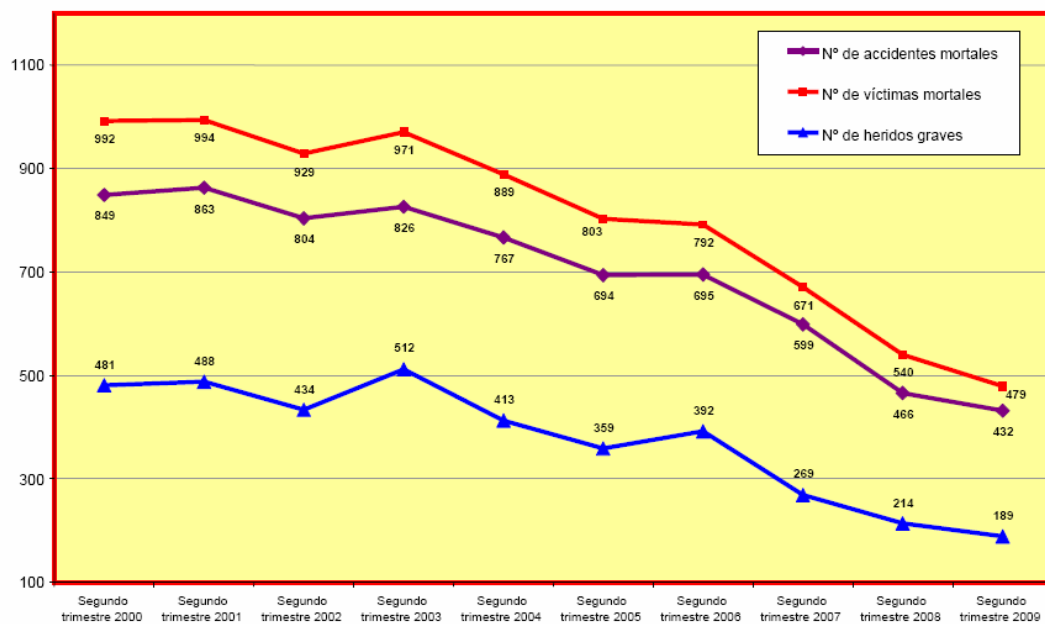


Figura 2.6. Evolución temporal de accidentes y víctimas de vehículos en los segundos trimestres del año 2000 al año 2009

Los accidentes en los que están involucrados los vehículos pesados están a la orden del día. Se puede ver en la Tabla 2.1. [5] que un 13% de los vehículos implicados en accidentes en el segundo trimestre del 2009 eran vehículos pesados, un 1 % autobuses y un 7% furgonetas. Los accidentes en los que se ven implicados los vehículos a estudiar implican un 21 % del total de accidentes.

Tabla 2.1. Vehículos implicados y víctimas mortales en el segundo trimestre del año 2009

Tipo de vehículo	Vehículos	Distribución porcentual (%)	Víctimas mortales
Turismo	395	57	240
Furgoneta	46	7	27
Autocar o autobús	9	1	5
Vehículos pesados	91	13	29
Motocicleta	103	15	92
Ciclomotor	16	2	15
Bicicleta	12	2	11
Otros vehículos	24	3	17
Se desconoce	1	0	0
Total	697	100	
Peatones			43
TOTAL			479

Si se suman las víctimas mortales acaecidas en estos vehículos, se ve que son 51 de las 479 totales, solamente un 12 % del total, un número significativamente bajo en comparación con su implicación en accidentes. Ello es debido a la robustez de este tipo de vehículos, que hace que sus ocupantes estén más protegidos ante accidentes que el resto de conductores. No obstante, un accidente de vehículo pesado suele implicar más vehículos. Ante la robustez de los vehículos pesados, otros vehículos implicados salen peor parados y sus ocupantes son más susceptibles de perder la vida. Por lo tanto, es de vital importancia buscar mejoras en los vehículos pesados que hagan que su comportamiento vehicular sea más óptimo.

Entre los años 2002 y 2004, ambos inclusive [5], un 85% de los accidentes con víctimas de camiones de gran tonelaje se produjeron en zona interurbana, mientras que en tipos de vías, fueron las vías convencionales (50%) y las autovías (22%) las que aglutinaron

el mayor porcentaje de los accidentes. En el 45% de los accidentes, la configuración de la vía correspondió a tramos rectos, el 33% a tramos curvos y el restante a intersecciones. Por otro lado, la franja horaria en la que se produjeron más accidentes de camiones fue entre las 10 y las 14 h, hora punta del transporte comercial.

A pesar de que gran parte de los accidentes de camiones sucedieron durante el día (lo cual implica buena iluminación), en casi el 20% de todos ellos la visibilidad estuvo restringida de alguna manera, normalmente por la configuración del terreno como pueden ser cambios de rasante o cruces sin visibilidad.

Respecto a los factores atmosféricos que estuvieron presentes, en el 80% de las ocasiones las condiciones atmosféricas eran buenas y no suponían un problema para la conducción. Entre el resto de condiciones atmosféricas destaca la presencia de lluvia en un 15 % de los casos.

En último lugar, el estado de la superficie durante los accidentes se corresponde con la información relativa a los factores atmosféricos, como se puede observar en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Estado de la calzada en el momento del accidente

Estado de la calzada	%
Seca y limpia	78
Mojada	18
Umbría	1
Otros	3

Como puede verse en la Tabla 2.3, a juicio de los agentes de tráfico, la distracción es un factor concurrente que aparece presente en gran parte de los accidentes (independientemente de la gravedad de las víctimas), no pudiéndose discernir si estas distracciones procedían del conductor del camión o por otros usuarios de la vía. También se encuentran frecuentemente infracciones a normas de circulación y el circular a una velocidad inadecuada. La frecuencia del resto de factores es baja a juicio de las Policías locales y de la Guardia Civil.

Tabla 2.3. Concurrencia de los principales factores en accidentes de camiones de gran tonelaje entre los años 2002 y 2004

Factores concurrentes	Frecuencia del factor en accidentes con víctimas	Frecuencia del factor en accidentes con víctimas mortales o heridos graves
Distracción	6.822 (40,9%)	2.411 (38,8%)
Infracción a norma de circulación	5.461 (32,7%)	2.142 (34,5%)
Velocidad inadecuada	3.117 (18,7%)	1.298 (20,9%)
Cansancio, sueño o enfermedad	951 (5,7%)	484 (7,8%)
Inexperiencia del conductor	722 (4,3%)	229 (3,7%)
Alcohol o drogas	441 (2,6%)	166 (2,7%)
Estado o condición de la vía	195 (1,2%)	75 (1,2%)
Meteorología adversa	183 (1,1%)	85 (1,4%)
Avería mecánica	304 (1,8%)	118 (1,9%)
Mal estado del vehículo	97 (0,6%)	39 (0,6%)
Tramo en obras	58 (0,3%)	26 (0,4%)
Estado o condición de la señalización	25 (0,1%)	9 (0,1%)
Otro factor	593 (3,6%)	220 (3,5%)
Sin opinión	1.245 (7,5%)	414 (6,7%)
Total	16.678 (100%)	6.216 (100%)

Durante los años que comprenden el periodo a estudio (del 2002 al 2004, ambos inclusive), el número de salidas de calzada de camiones de gran tonelaje supuso más del 16% de los accidentes de este tipo de vehículos con víctimas de poca gravedad, siendo esta cifra similar para el caso de accidentes graves o mortales. Para el caso concreto de estos últimos (graves o mortales), las salidas de calzada estuvieron igualmente repartidas entre ‘salidas de calzada por la derecha’ (53,6%) y ‘por la izquierda’ (47,4%) siendo la tipología de las salidas de calzada tal y como se muestra en la Tabla 2.4:

Tabla 2.4. Tipos de salida de calzada de gravedad de camiones de PMA superior a 3500 Kg.

Tipo de accidente	Nº accidentes mortales/graves	Porcentaje (%)
Salida de la vía y choque con árbol o poste	34	3,4
Salida de la vía y choque con muro o edificio	63	6,4
Salida de la vía y choque con cuneta o bordillo	98	10
Salida de la vía y otro choque	107	11
Salida de la vía con despeñamiento	145	14,8
Salida de la vía con vuelco	481	49,2
Salida de la vía en llano	35	3,5

Salida de la vía, otra	8	1,7
Total	977	100

De los datos de la tabla 2.4. se observa que casi en la mitad de las ocasiones, después de la salida de la calzada se produjo un vuelco. Los factores más frecuentes que concurren en este tipo de accidentes se muestran en la tabla 2.5.

Tabla 2.5. Factores concurrentes existentes en las salidas de camiones de gran tonelaje

Factor concurrente	Frecuencia del factor en accidentes con víctimas	Frecuencia del factor en accidentes con víctimas mortales o heridos graves
Distracción	44%	40%
Velocidad inadecuada	35%	39%
Cansancio, sueño o enfermedad	14%	16%
Infracción a norma de circulación	6%	6%
Avería mecánica	4%	5%

Para conocer mejor aún las circunstancias en las que se produjeron las salidas de calzada, los vuelcos y los accidentes, es necesario conocer y analizar los siguientes campos:

1. Tipo de calzada: De esta manera se intentará conocer los escenarios donde se produjeron los accidentes.
2. Visibilidad: Pretendiéndose conocer cómo influye la visibilidad en los accidentes.
3. Conductor: Se intentará conocer el estereotipo de conductor que origina estos accidentes, y su situación en el momento del mismo.
4. Conducción: Al igual que se ha descrito la tipología de conductor en el campo 3, a través de este aspecto se pretende estudiar la influencia de la manera de conducción.

5. Ocupantes: Se conocerá la gravedad de las lesiones de los ocupantes y el uso adecuado o no de sistemas de retención.

6. Estado del vehículo: Estudiando, en este caso, si el estado del vehículo ha sido causa de los accidentes.

De los campos anteriormente descritos sólo dos van a influir en el estudio de vuelco del vehículo; el campo 1 que determina el tipo de calzada y que influirá en el coeficiente de adherencia, y el campo 4, que describe la conducción, caracterizada por la velocidad del vehículo y por el ángulo de giro del mismo en la maniobra realizada.

2.2. Modelado del vehículo pesado

2.2.1. Ecuaciones de la dinámica del vehículo pesado

La Figura 2.7 [6] ilustra el modelo de vehículo simple unitario que va a ser objeto de estudio. El vehículo simple unitario está modelado usando tres cuerpos rígidos; uno que representa la masa suspendida, y uno por cada grupo de ejes delantero y trasero. El modelo de vehículo es capaz de trasladarse longitudinal y lateralmente, y permite el movimiento de guiñada. La masa suspendida puede rotar con respecto a un eje de giro horizontal (eje de balanceo de la masa suspendida). La localización de dicho eje depende de las propiedades cinemáticas de las suspensiones delantera y trasera. Las masas no suspendidas tienen a su vez la posibilidad de giro o balanceo con respecto al eje de balanceo de la masa no suspendida, posibilitando que el efecto del comportamiento vertical de los neumáticos en el balanceo del vehículo pueda ser incluido en el modelo. Ambos ejes de balanceo se encuentran en el eje y nulo y discurren a lo largo del eje x..

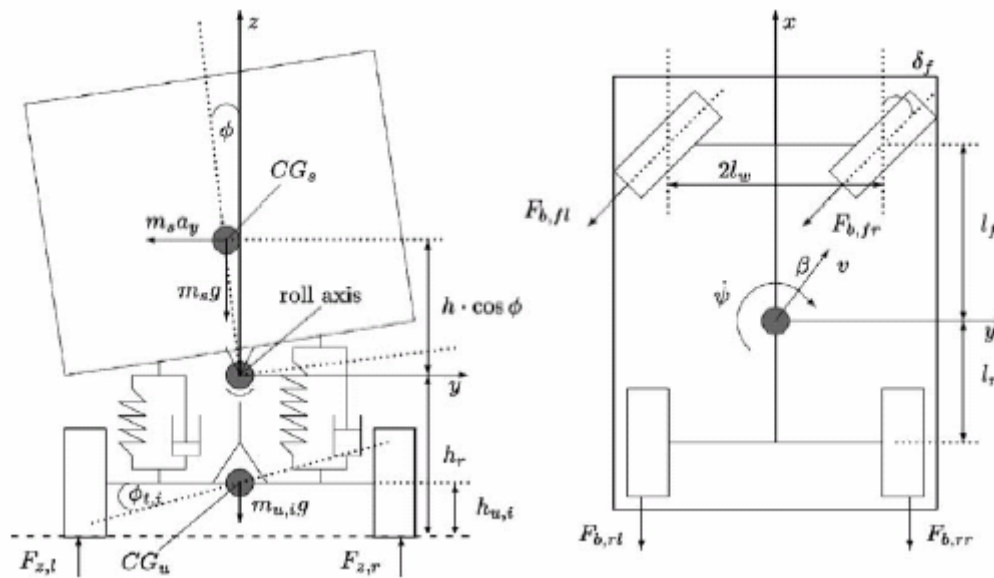


Figura 2.7: modelo de un vehículo simple unitario

La masa suspendida comprende todos los elementos cuyo peso es soportado por el chasis o bastidor: motor, carrocería, caja, etc. La masa no suspendida es aquella formada por el conjunto de elementos no soportados por la suspensión: ejes, ruedas, frenos, sistema de suspensión, etc.

Si se ubica un eje de coordenadas en el centro de gravedad del vehículo unitario, (eje X longitudinal, eje Y transversal y eje Z vertical) se tienen los siguientes ángulos (Figura 2.8.).

- Eje X. Ángulo de Balanceo.
- Eje Y. Ángulo de Cabeceo.
- Eje Z. Ángulo de Guiñada.

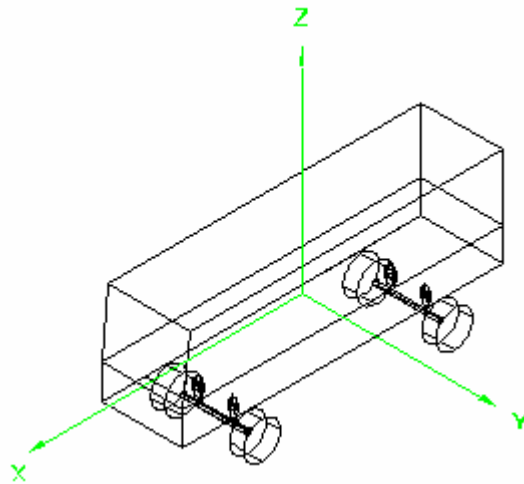


Figura 2.8. Ejes de coordenadas en el CG del vehículo.

Las ecuaciones de movimiento del vehículo son formuladas comparando el cambio de momentos con el sumatorio de fuerzas externas que actúan sobre el sistema. Los elementos de la suspensión tales como muelles, amortiguadores, etc., generan momentos entre la masa suspendida y la no suspendida en respuesta a los movimientos de balanceo.

Los neumáticos generan fuerzas laterales que varían linealmente con el ángulo de deslizamiento. Asumir esta linealidad es razonable para movimientos laterales de moderada amplitud. Los efectos del momento de alineación, del empuje por la caída de los neumáticos, y resistencia al balanceo generada por los neumáticos no son relevantes, y no se han tenido en cuenta en este estudio. Los movimientos de cabeceo y de rebote tienen un pequeño efecto en el comportamiento del vehículo, por lo que se desprecian. Los efectos de la aerodinámica también son descartados.

En este modelo, se va a asumir constante la velocidad longitudinal durante las maniobras laterales. Las constantes de rigidez y de amortiguamiento también se consideran constantes durante el rango de tiempo en el que se produce la maniobra.

Para el estudio del comportamiento del vehículo será necesario hacer uso de una serie de parámetros que definan el modelo (Tabla 2.6.).

Tabla 2.6. Símbolos del modelo

Símbolos	Descripción
m_s	masa suspendida
$m_{u,f}$	masa no suspendida
m	masa total del vehículo
v	velocidad del CG
v_{wi}	componentes de la velocidad
h	altura del CG de la masa suspendida hasta rótula de la caja
$h_{u,i}$	altura del CG de la masa no suspendida hasta el suelo
h_r	altura de la rótula de la caja hasta el suelo
a_y	aceleración lateral
β	ángulo de giro del centro de masas
ψ	ángulo de cabeceo
ψ'	velocidad angular de guiñada
α	ángulo de deslizamiento de los neumáticos
ϕ	ángulo de balanceo de la masa suspendida
$\phi_{t,i}$	ángulo de balanceo de la masa no suspendida
δ_f	ángulo de giro de la dirección
u_i	torque de control
ΔF_b	diferencia entre las fuerzas de frenado
C_i	rigidez de adherencia a la calzada de neumático debida al giro
$F_{y,i}$	fuerza lateral del neumático
$F_{z,i}$	carga total en el eje
$\Delta F_{z,i}$	transferencia de carga lateral
R_i	transferencia de carga normalizada
k_i	rigidez frente al balanceo de la suspensión
b_i	coeficiente de amortiguamiento frente a balanceo de la suspensión
$k_{t,i}$	rigidez del neumático
I_{xx}	momento de inercia de balanceo
I_{xz}	producto de inercia guiñada-balanceo
I_{zz}	momento de inercia de guiñada
l_i	longitud del eje al CG
l_w	mitad de la anchura del vehículo
μ	coeficiente de adherencia a la carretera
g	aceleración de la gravedad
R_i	transferencia de carga normalizada a los ejes

Las ecuaciones de movimiento del vehículo simple unitario son las siguientes:

Equilibrio de fuerzas laterales del vehículo:

En la ecuación 2.1., se representa el equilibrio de fuerzas laterales aplicando la 2ª Ley de Newton. Para ello se tiene en cuenta los esfuerzos laterales en los neumáticos delanteros ($F_{y,f}$) y traseros ($F_{y,r}$), y las fuerzas generadas en el vehículo cuando se realiza un cambio de dirección, giro, maniobra de cambio de carril, etc. Estas fuerzas son la generada por la masa suspendida con respecto a su balanceo ($\ddot{\phi}$), y las experimentadas por el movimiento de guiñada (ψ) y por el ángulo de deriva (β):

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h \ddot{\phi} = F_{y,f} + F_{y,r} \quad (2.1.)$$

Equilibrio de momentos de guiñada del vehículo:

En la ecuación 2.2. se lleva a cabo un equilibrio de momentos respecto del eje Z. En dicho equilibrio se tiene en cuenta el momento generado por la guiñada (ψ) con respecto al eje z, los momentos que sufren los neumáticos del vehículo ($F_{y,i} l_i$), y los momentos generados por el balanceo de la masa suspendida del vehículo (ϕ):

$$-I_{xz} \ddot{\phi} + I_{zz} \ddot{\psi} = F_{y,f} l_f - F_{y,r} l_{rb} \quad (2.2.)$$

Equilibrio de momentos de balanceo de la masa suspendida:

Si se realiza el equilibrio de momentos con respecto al eje de balanceo de la masa suspendida del vehículo se obtiene la ecuación 2.3. A la hora de realizar el equilibrio aparecerán los momentos generados por el movimiento de guiñada (ψ), por el ángulo de deriva del vehículo (β), por el balanceo de la masa suspendida (ϕ), y por el balanceo de las masas no suspendidas con respecto al de la masa suspendida ($\phi - \phi_{t,i}$):

$$\begin{aligned} (I_{xx} + m_s h^2) \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} = m_s g h \phi + m_s v h \left(\dot{\beta} + \dot{\psi} \right) - \\ - k_f (\phi - \phi_{t,f}) - b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{t,f}) - k_r (\phi - \phi_{t,r}) - b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{t,r}) \end{aligned} \quad (2.3.)$$

Equilibrio de momentos de balanceo de la masa no suspendida delantera:

Si se realiza el equilibrio de momentos del eje delantero del vehículo con respecto al eje de balanceo de la masa no suspendida, se obtiene la ecuación 2.4. Para ello se tiene en cuenta los momentos generados por los esfuerzos laterales de los neumáticos delanteros ($F_{y,f}$), los movimientos de guiñada (ψ), por el ángulo de deriva del vehículo (β), y finalmente por el balanceo de la masa no suspendida (ϕ) con respecto al balanceo de la suspensión delantera ($\dot{\phi}$).

$$\begin{aligned} -h_r F_{y,f} = m_{u,f} v (h_r - h_{u,f}) \left(\dot{\beta} + \dot{\psi} \right) + m_{u,f} g h_{u,f} \phi_{t,f} - \\ -k_{t,f} \phi_{t,f} + k_f (\phi - \phi_{t,f}) + b_f \left(\dot{\phi} - \dot{\phi}_{t,f} \right) \end{aligned} \quad (2.4.)$$

Equilibrio de momentos de balanceo de la masa no suspendida trasera:

Para poder estudiar el comportamiento del eje trasero del vehículo (ecuación 2.5), se realiza un equilibrio de momentos análogo al realizado en la parte delantera del vehículo.

$$\begin{aligned} -h_r F_{y,r} = m_{u,r} v (h_r - h_{u,r}) \left(\dot{\beta} + \dot{\psi} \right) - m_{u,r} g h_{u,r} \phi_{t,r} - \\ -k_{t,r} \phi_{t,r} + k_r (\phi - \phi_{t,r}) + b_r \left(\dot{\phi} - \dot{\phi}_{t,r} \right) \end{aligned} \quad (2.5.)$$

Por tanto, los grados de libertad del sistema (ecuación 2.6.) son; el ángulo de deriva del vehículo (β), la velocidad angular de guiñada ($\dot{\psi}$), el balanceo de la masa suspendida (ϕ), la velocidad angular de balanceo de la masa suspendida ($\dot{\phi}$), el balanceo del eje delantero ($\phi_{t,f}$) y el balanceo del eje trasero ($\phi_{t,r}$).

$$x = \left[\beta, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\phi}, \phi_{t,f}, \phi_{t,r} \right]^T \quad (2.6.)$$

Por otro lado, las fuerzas laterales de los neumáticos $F_{y,i}$ en la dirección de la velocidad en los puntos de contacto entre rueda y suelo, son proporcionales al ángulo de deriva del neumático α_i , como se puede ver en las ecuaciones 2.7. y 2.8.:

$$F_{y,f} = C_f \alpha_f \quad (2.7.)$$

$$F_{y,r} = C_r \alpha_r \quad (2.8.)$$

donde, C_i es la constante de rigidez de deriva del neumático, y α_i es el ángulo de deriva del neumático asociado a los ejes delantero y trasero.

2.2.2. Transferencia de carga

Una aceleración (aceleración o frenado) con respecto al eje transversal (eje y) origina un movimiento de cabeceo el vehículo (el morro se hunde o se levanta). Lo mismo ocurre cuando el vehículo gira en una curva, un movimiento de balanceo con respecto al eje longitudinal del vehículo (eje x) origina una transferencia de carga que hace que las ruedas exteriores a la curva sufran mayores cargas que las interiores. A esta variación de las cargas en las ruedas de los vehículos es lo que se conoce como transferencia de carga.

La estabilidad frente al balanceo se consigue limitando la transferencia de carga lateral manteniéndola por debajo del límite en el cual las ruedas despegan del asfalto. Las ecuaciones que permiten determinar la transferencia de carga para los ejes delantero y trasero se muestran en la ec. 2.9.

$$\Delta F_{z,i} = \frac{k_{t,i} \phi_{t,i}}{l_w} \quad (2.9)$$

donde $k_{t,i}$ son las constantes de rigidez de los amortiguadores, $\phi_{t,i}$ es el ángulo de balanceo de la masa no suspendida (trasera o delantera) y l_w la distancia del eje x del vehículo a cada una de las ruedas, siendo $i = r, f$, ejes delantero o trasero.

En el vuelco, la carga en las ruedas interiores se reduce a 0 y toda la carga se transfiere a las ruedas exteriores. Por lo tanto, la premisa para conseguir la estabilidad ante el balanceo es que las ruedas estén siempre en contacto con el suelo. Esto se consigue cuando la transferencia de carga normalizada se mantiene por debajo de ± 1 . Las expresiones de la transferencia de carga normalizada para cada eje se muestran en la ec. 2.10.

$$R_i = \frac{\Delta F_{z,i}}{F_{z,i}} \quad (2.10.)$$

donde $\Delta F_{z,i}$ es la transferencia de carga lateral de los ejes, y $F_{z,i}$ es la carga total en el eje.

En el momento en el que alguno de los valores R_i llegue a 1, se produce la pérdida de contacto con el firme de uno de los dos neumáticos del eje en cuestión, con el correspondiente peligro de vuelco del vehículo.

2.3. El sistema de suspensión

La capacidad de prevenir vuelcos viene dada por la habilidad de resistir los momentos de vuelco generados por la falta de adherencia a la calzada. Se han propuesto muchos actuadores activos cuya función es la de prevenir el vuelco disminuyendo los ángulos de balanceo de las masas del vehículo. No obstante el primer actuador antivuelco del

vehículo es el sistema de suspensión, ya que los muelles y los amortiguadores de la suspensión generan momentos entre las masas no suspendidas y la suspendida, en respuesta a los movimientos de balanceo de las masas. Es por ello que el sistema de suspensión tiene una gran importancia en el comportamiento frente al vuelco en un vehículo pesado.

2.3.1. Funciones del sistema de suspensión

El sistema de suspensión de un vehículo tiene como funciones [8] principales la de absorber las irregularidades del terreno y mantener las ruedas en contacto con el pavimento, proporcionando un nivel adecuado de confort y seguridad dentro del vehículo. Otra función importante es la de enlazar la masa suspendida del vehículo (elementos sustentados por el chasis y el bastidor) y la masa no suspendida (resto de elementos).

Se pueden enumerar las siguientes funciones de la suspensión:

1. Reducción de las fuerzas causadas por las irregularidades del terreno.
2. Control de la dirección del vehículo.
3. Mantenimiento de la adherencia del vehículo con la superficie.
4. Mantenimiento de una correcta alineación de las ruedas.
5. Soporte de la carga del vehículo.
6. Mantenimiento a la altura óptima.
7. Aumentar la duración de los neumáticos.
8. Frenada estable.

La característica más importante de los amortiguadores en la actualidad es la de proporcionar seguridad, lo cual engloba todas las anteriores, ya que el funcionamiento poco óptimo de alguna de esas características puede derivar en una reducción considerable de la seguridad.

Como ya se ha dicho, otra de las características inherente a la seguridad es la de conseguir que el neumático esté en contacto permanente con el suelo. La forma de medir este contacto entre el neumático y el firme es calculando la diferencia de desplazamiento entre ambos. Esta restricción será menor o igual a un cierto valor que no se podrá superar, ya que en tal caso significará que el contacto neumático – calzada es nulo, y por tanto, el vehículo iniciará el proceso de vuelco.

Cabe destacar que el comportamiento lateral del vehículo vendrá determinado en gran medida por el tipo de amortiguamiento que lleve, pudiendo variar el comportamiento del vehículo (sobrevirador (Fig. 2.9.a.) o su virador (Fig. 2.9.b)) dependiendo del reglaje de la suspensión.

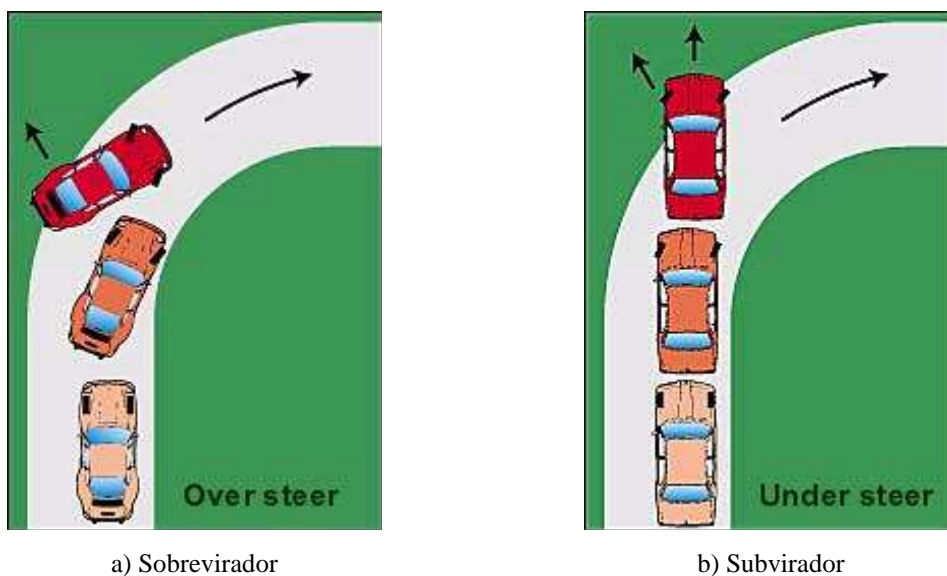


Figura 2.9. Comportamiento lateral de un vehículo

La suspensión va a estar compuesta por un elemento elástico (ballesta, muelle, barra de torsión, etc.) cuya función es la de almacenar la energía generada por los balanceos de las masas del vehículo, y por un elemento de amortiguación (el amortiguador), cuya misión será la de neutralizar las ondas generadas en el elemento elástico, transformando dicha energía almacenada en el resorte en calor.

2.3.2. Elementos de la suspensión

La suspensión está compuesta principalmente por dos tipos de elementos:

- Elementos elásticos.
- Elementos amortiguadores.

1. Elementos elásticos

La finalidad del elemento elástico es la de aislar en todo lo posible a la masa suspendida de las excitaciones transmitidas por las ruedas debidas a irregularidades de la calzada. Su rigidez determina la amplitud de las oscilaciones así como el ángulo de balanceo y cabeceo. A mayor rigidez mayor será la capacidad direccional pero las irregularidades serán transmitidas con mayor fidelidad a los pasajeros, es decir, menor confort. Entre los elementos elásticos, caben destacar los siguientes:

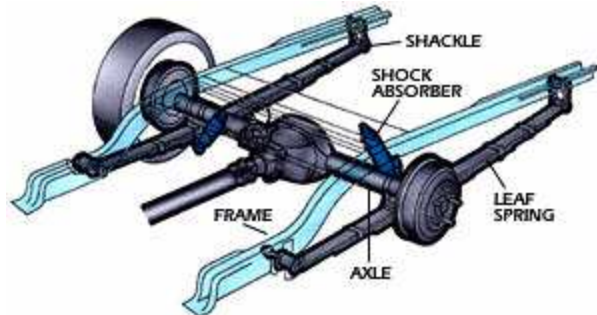
Ballestas: Consisten en varias placas curvas unidas entre sí y a la masa suspendida, estando apoyada su parte más curva en el eje de las ruedas. Absorben las oscilaciones, pero también tienen un componente amortiguador ya que la fricción entre sus placas disipa calor.

Los primeros vehículos de finales del siglo XIX se pueden asemejar a carruajes con motor, que alcanzaban bajas velocidades y por lo tanto no necesitaban grandes suspensiones. Según fueron aumentando sus prestaciones, se hizo patente la necesidad de aumentar la estabilidad y el confort vehicular, desarrollándose las ballestas (Figura

2.10.). Actualmente su uso se limita a camiones, vehículos comerciales y algunos modelos de todoterrenos, debido a las elevadas cargas que son capaces de soportar.



a) Ballesta primitiva



b) Ballesta actual

Figura 2.10. Tipos de ballestas

Muelles helicoidales: Basan su funcionamiento en la Ley de Hooke: la fuerza ejercida sobre un muelle es proporcional al desplazamiento que ha provocado, llamándose esa constante la constante de amortiguamiento. Es el elemento elástico más utilizado a la hora de diseñar una suspensión. El resorte (Figura 2.11.) se comprime por acción de la carretera y el peso de la masa suspendida, y empuja la rueda hacia el pavimento. Va acompañado de un elemento amortiguador que disipa la energía almacenada por el muelle.



Figura 2.11. Muelles helicoidales

Brazos torsionales: Se utilizan como elemento elástico en el eje trasero en combinación o no con resortes helicoidales. Unen una rueda con otra del mismo eje y trabajan ejerciendo un esfuerzo torsor ante su deformación.

Barras estabilizadoras: Su utilización es complementaria a la de resortes helicoidales o ejes torsionales. Su misión es la de disminuir el balanceo y ayudan a transmitir el movimiento de rodadura de las ruedas al suelo.

2. Elementos amortiguadores

La función de los elementos amortiguadores es la de frenar el movimiento oscilatorio de los muelles disipando la energía que estos almacenan. Los amortiguadores ejercen una fuerza de amortiguamiento directamente proporcional a la velocidad del movimiento de compresión o extensión. A la relación entre la fuerza que ejercen y la velocidad de desplazamiento se llama constante de amortiguamiento.

Amortiguadores de fricción: Consisten en dos brazos unidos mediante un tornillo y un disco de fricción (Figura 2.12.). Actualmente están en desuso.

Las desventajas de este modelo eran que mientras no se superara la fuerza de fricción, el vehículo carecía de suspensión. Una vez superada dicha fuerza, la fuerza amortiguadora disminuía con la velocidad, comportamiento contrario al deseado. Otro factor era el desgaste, que dependiendo de ello tenía unas características u otras. Además requería el cambio de piezas con mucha frecuencia.



Figura 2.12. Amortiguador de fricción

Amortiguadores hidráulicos: Debido a su importancia y lo amplio de su funcionamiento, se va a dedicar un apartado (2.3.3) a este tipo de amortiguadores.

2.3.3 Amortiguadores hidráulicos

Desde hace unos años se ha impuesto en el mercado el uso de amortiguadores hidráulicos (Figura 2.13.), en los que se consigue el comportamiento deseado, que la fuerza de amortiguamiento sea creciente con la velocidad.

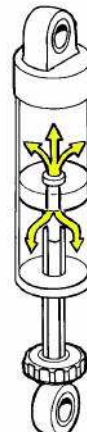


Figura 2.13.: amortiguador hidráulico

Los amortiguadores cilíndricos telescópicos constan de un pistón introducido en un cilindro lleno de aceite. En el pistón hay una serie de orificios y una válvula precomprimida que permite el paso del aceite de una zona a otra del pistón cuando se alcanza una presión determinada. Son las válvulas de apertura por área (Figura 2.14.a.) y por presión (Figura 2.14.b.) respectivamente.



a) Flujo de aceite a través de la válvula de apertura
por área.



b) Flujo de aceite a través de la válvula de apertura
por presión.

Figura 2.14. Distinción de válvulas

Las válvulas de apertura por presión son orificios de área constante que restringen el paso del caudal de aceite, y los de apertura por área, a partir de una determinada presión empiezan a abrirse, aumentando su área según aumenta la presión.

Cuando la velocidad entre ambos extremos del amortiguador es baja, la válvula de apertura por presión permanece cerrada, pasando todo el aceite por la válvula de apertura por área. Cuando la presión del aceite alcanza la tarada en la válvula de presión, esta empieza a abrirse, aumentando su área según aumenta la presión, hasta que se alcanza la apertura máxima, y la ley de la fuerza de amortiguamiento vuelve a depender de la válvula de apertura por área. Entonces el comportamiento sólo será lineal cuando la válvula de presión se está abriendo (Figura 2.15.).

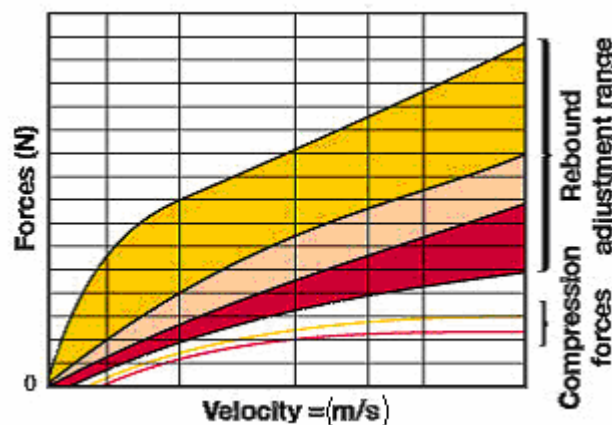


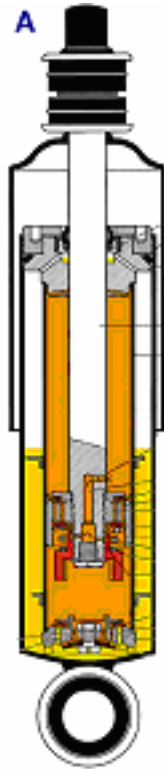
Figura 2.15.: relación fuerza – velocidad del amortiguamiento

En el mercado actual existen dos tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos, los de doble tubo y los monotubo.

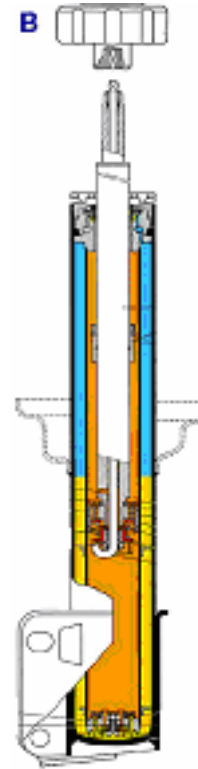
2.3.3.1. Amortiguadores de doble tubo

Los amortiguadores de doble tubo son los más utilizados en la actualidad, distinguiéndose entre presurizados (con aceite y gas (Figura 2.16.b.)) y no presurizados (con aceite (Figura 2.16.a.)). Estos amortiguadores (Figura 2.17.) constan de dos

cámaras, una llamada interior y otra de reserva. Existen válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, las llamadas válvulas de pie.



a) Esquema completo de un amortiguador no
presurizado



b) Esquema completo de un amortiguador
presurizado

Figura 2.16. Amortiguadores presurizados y no presurizados

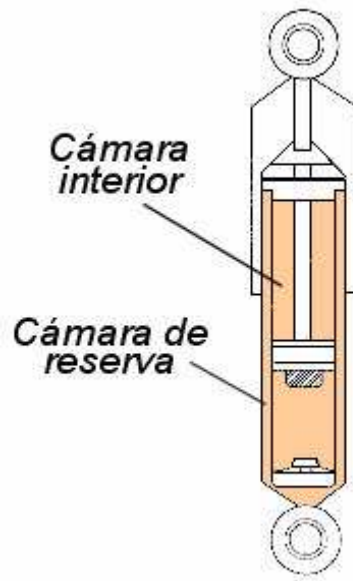


Figura 2.17.: Esquema de un amortiguador de doble tubo.

El funcionamiento es similar en ambos tipos. Los amortiguadores constan de las siguientes piezas:

- Tubo y cámara de reserva.
- Tubo y cámara interior.
- Pistón conectado al vástago.
- Válvula del pie.
- Guía del vástago.
- Acoplamientos superior e inferior.

Para explicar su funcionamiento se divide el movimiento en la carrera de compresión (1) y en la carrera de expansión (2):

1. Carrera de compresión: cuando el vástago penetra, el aceite contenido en la cámara inferior fluye sin resistencia a través de los orificios A, B, C y D y la válvula de no retorno hacia el espacio generado al otro lado del pistón. Simultáneamente una cantidad de aceite se ve desplazada por el volumen que ocupa el vástago en la cámara interior. Este aceite se ve obligado a pasar por la válvula de pie hacia la cámara de reserva (llena de aire a 1 bar o de nitrógeno

entre 4 y 8 bares, dependiendo del amortiguador). La fuerza de amortiguamiento vendrá dada entonces por la resistencia del aceite al pasar por la válvula de pie.

2. Carrera de extensión: Al tirar del vástago, el aceite situado encima del pistón se comprime y es obligado a pasar por las válvulas situadas en el mismo. La resistencia que oponen las válvulas al paso del aceite es la fuerza de amortiguamiento en la extensión. El aceite que había llegado a la cámara de reserva vuelve sin resistencia por la válvula de pie a la cámara interior para compensar el volumen liberado por el vástago.

Este funcionamiento es común a ambos tipos de amortiguadores. Ahora se explican las diferencias entre amortiguadores no presurizados (1) y presurizados (2).

1. **No presurizados:** Este tipo de amortiguadores tiene el problema de que se pueden formar bolsas de aire en las siguientes condiciones:

- Que el amortiguador se almacene o transporte en posición horizontal antes de ser montado en el vehículo.
- Que la columna de aceite caiga por gravedad debido a que el amortiguador esté sin funcionar durante largos periodos de tiempo.
- Después de un viaje, al enfriarse el aceite se contrae, absorbiendo aire de la cámara principal.

2. **Presurizados:** Es un tipo de amortiguamiento que se suele utilizar en vehículos de gama alta, ya que mejora las prestaciones del amortiguador de doble tubo convencional. Al amortiguador se le añade una cámara de gas de baja presión, de aproximadamente unos 4 bares, ya que la fuerza de amortiguamiento de compresión la sigue proporcionando la válvula de pie. De esta forma la fuerza de extensión realizada por el amortiguador en su posición nominal es baja.

Tiene las siguientes ventajas sobre los amortiguadores presurizados:

- Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas oscilaciones.
- Mejor confort en marcha.
- Mejores condiciones de amortiguación en condiciones extremas como pueden ser grandes baches.
- Reducción de ruido hidráulico.
- Se mantienen operativos pese a pérdidas de gas.

Con respecto a los amortiguadores monotubo, los de doble tubo presurizados tienen la ventaja de ser más cortos y tener menor fricción para las mismas condiciones de operación.

2.3.3.2. Amortiguadores monotubo

Los amortiguadores monotubo aparecieron después que los de doble tubo. Se está extendiendo su uso sobre todo en la competición. Consta de dos cámaras principales, una de aceite y otra de gas a presión (suele ser nitrógeno) separadas por un pistón flotante en el cual se encuentran las válvulas (Figura 2.18.).

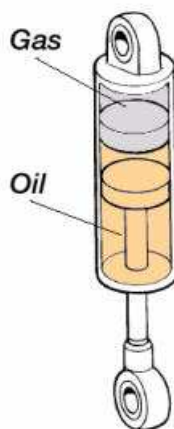
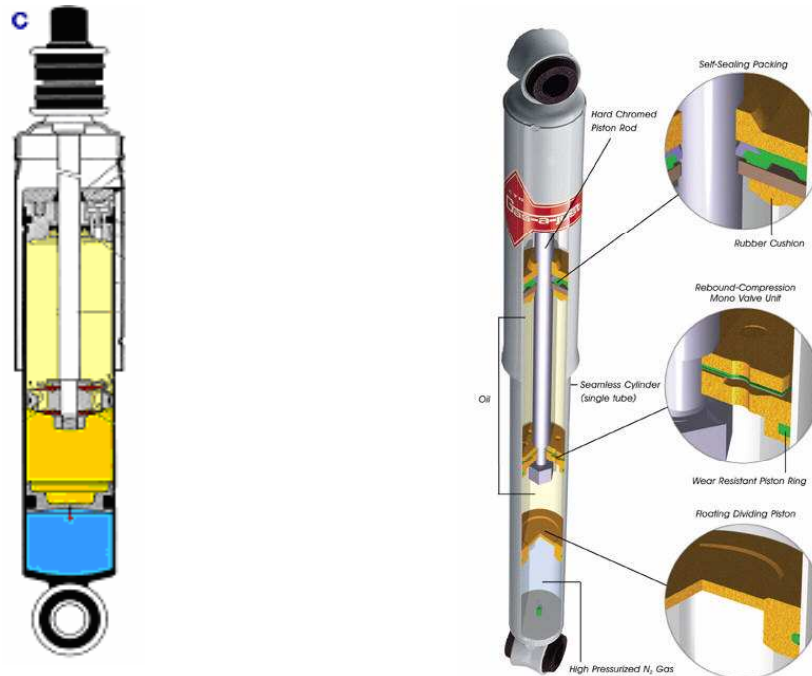


Figura 2.18.: Esquema simplificado de un pistón monotubo

Para poder describir mejor su funcionamiento, se enumeran las diferentes partes del mismo (Figura 2.19.).

- Tubo de presión.
- Pistón conectado al vástago.
- Pistón flotante o separador.
- Guía del vástago.
- Acoplamientos superior e inferior.



a) Vista esquemática del amortiguador monotubo b) Vista interior de un amortiguamiento monotubo

Figura 2.19. Amortiguamiento monotubo

Funcionamiento del amortiguador monotubo:

- **Carrera de compresión.** La diferencia con el amortiguador bitubo es que carece de cámara de reserva. El aceite que sobra al penetrar el vástago, al no haber dicha cámara, irá a otra de volumen variable. Con el pistón flotante se consigue dividir la cámara interior en dos zonas, una de aceite, y la otra rellena de un gas presurizado en un intervalo de entre 20 y 30 bares. Cuando se empuja el vástago hacia dentro (Figura

2.20.), el aceite ejercerá una presión sobre el pistón flotante comprimiéndose la zona del gas, y aumentando la presión en ambas zonas (gas y aceite). Por otro lado el aceite se ve obligado a pasar por las válvulas del pistón, cuya resistencia al paso del mismo dará la fuerza de amortiguamiento.

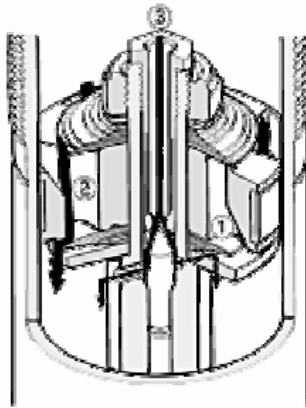


Figura 2.20.: Flujo de aceite a través del pistón durante la carrera de compresión

- **Carrera de extensión.** Cuando se tira del vástago hacia fuera o arriba, el aceite que está por encima del pistón se comprime, pasando a través de las válvulas del mismo (Figura 2.21.). La resistencia que oponen las válvulas al paso del aceite es la fuerza de amortiguamiento en la extensión. Al disminuir la presión en la cámara, el pistón flotante vuelve hacia arriba recobrando así su posición original para compensar el volumen liberado por el vástago.

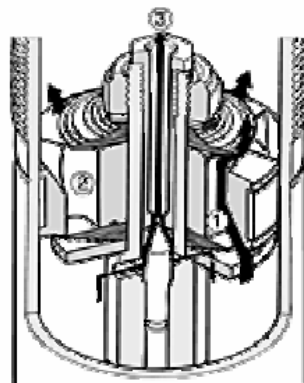


Figura 2.21.: Flujo de aceite en el pistón durante la carrera de extensión

En ambas figuras se puede observar la división que se produce en el flujo de aceite a su paso tanto por la válvula de apertura por área (3) como por las de apertura por presión (1) y (2).

Con respecto a los amortiguadores bitubo presurizados, los monotubo presentan una serie de ventajas:

- Al estar la cámara en contacto directo con el aire, se da una buena refrigeración. Este efecto se traduce en una mayor eficacia, ya que la función del amortiguador es la de disipar la energía transformando la energía cinética en energía calorífica.
- Mayor diámetro del pistón para el mismo diámetro de carcasa, lo que hace reducir las presiones en la operación.
- Al quedar el vehículo estacionado no disminuye el volumen de aceite, por lo que se evitan funcionamientos deficientes al volver a arrancar.
- Al existir presurización, se evitan la formación de espuma, evitando así problemas típicos como la cavitación y traduciéndose en un buen amortiguamiento, incluso para pequeñas vibraciones de alta frecuencia.
- Gracias al pistón separador no queda restringida la posición de montaje, pudiéndose colocar incluso horizontalmente.

También presentan las siguientes desventajas:

- Son más costosos debido a que se precisan mayores requerimientos de precisión, tolerancias de aplicación y estanqueidad del gas.
- La valvulería es mucho más compleja.
- En aplicaciones automovilísticas, su necesidad de espacio puede hacer aumentar su longitud por encima de los 100 mm.

- Otra desventaja es la fuerza de extensión que realizan en su posición nominal, debida a la presión interna del gas y la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón. Esta fuerza puede provocar variaciones en la altura de la suspensión que es necesario considerar en su diseño.

2.3.4. Tipos de sistemas de suspensión

Se entiende por sistema de suspensión [9] al sistema mecánico que soporta la masa suspendida de un vehículo, aislando a esta de las vibraciones procedentes del pavimento.

A continuación se van a enumerar los sistemas de suspensión dependiendo de la relación entre las ruedas del vehículo:

1. Independiente. El sistema de suspensión independiente se caracteriza porque cada rueda está conectada al automóvil de manera independiente, lo cual permite que cada una tenga un movimiento completamente distinto respecto al resto.

2. No independiente. En el sistema de suspensión no independiente las ruedas izquierda y derecha están conectadas al mismo eje sólido, por lo que, cuando una rueda se mueve, la opuesta del mismo eje se moverá en sentido contrario. Este sistema se utiliza normalmente en el eje trasero de vehículos de tracción trasera o en la parte delantera de automóviles con tracción a las cuatro ruedas.

3. Semi-independientes. Este sistema se utiliza en algunos automóviles de tracción delantera. Cada rueda tiene un movimiento independiente limitado, ya que se transmite una acción de torsión al eje sólido de conexión.

Otra forma de clasificar los sistemas de suspensión es por la respuesta que dan ante las oscilaciones:

1. Suspensiones pasivas. Las suspensiones pasivas se caracterizan por tener una respuesta acorde a la fuerza recibida por la calzada. Esto es que reaccionan de forma pasiva. Son los sistemas más comunes debido a su menor costo en comparación con el resto, pero presentan el gran inconveniente en la relación confort-estabilidad. Cuando se busca un mejor comportamiento del vehículo se sacrifica el confort de los ocupantes y viceversa. En la Figura 2.22. se da una visión del esquema de este tipo de suspensiones.

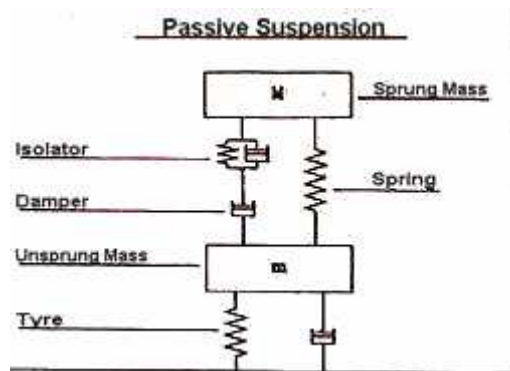


Figura 2.22. Esquema de suspensión pasiva.

Es por este gran inconveniente el que se hayan desarrollado infinidad de posibilidades de regulación, dando paso a los sistemas inteligentes.

2. Suspensiones activas. Representan una evolución con respecto a los sistemas pasivos de amortiguación. Estos sistemas modifican la rigidez de la suspensión mediante actuadores de baja potencia (Figura 2.23.), normalmente de manera discreta en función de diferentes parámetros previamente monitorizados por sensores.

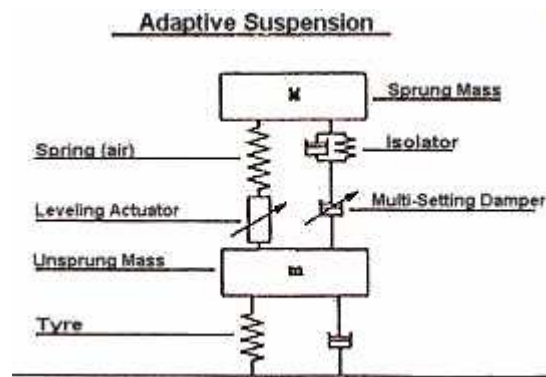


Figura 2.23. Esquema de una suspensión activa.

Los sistemas de suspensión activa son capaces de regular la dureza del amortiguamiento según las características de la calzada por la que circula. El automóvil dispone de sensores en diferentes puntos que miden las aceleraciones en esas zonas, y que envían la información a una centralita que la procesará y en función de ello enviará una orden a los amortiguadores para que regulen la dureza. La dureza del amortiguador se regulará aumentando o disminuyendo la viscosidad del fluido que contiene. La forma de regularla dependerá de si el fluido es magneto o electrorreológico, tema que no se tratará en el presente documento.

3. IMPLEMENTACIÓN CON SIMULINK

3.1. Simulink

MATLAB [10] es un entorno de computación y desarrollo de aplicaciones totalmente integrado orientado para llevar a cabo proyectos en donde se encuentren implicados elevados cálculos matemáticos y la visualización gráfica de los mismos. El entorno MATLAB integra análisis numérico, cálculo matricial, procesado de señal y visualización gráfica en un entorno completo donde los problemas y sus soluciones son expresados del mismo modo en que se escribirían racionalmente, sin necesidad de hacer uso de la programación tradicional.

MATLAB dispone también en la actualidad de un amplio abanico de programas de apoyo especializados y orientados a las diferentes ramas de la técnica, denominados Toolboxes, que extienden significativamente el número de funciones incorporadas en el programa principal. Estos Toolboxes cubren en la actualidad prácticamente casi todas las áreas principales en el mundo de la ingeniería y la simulación, destacando entre ellos la 'toolbox' de procesado de imágenes, señal, control robusto, estadística, análisis financiero, matemáticas simbólicas, redes neurales, lógica difusa, identificación de sistemas, simulación de sistemas dinámicos, etc. Es un entorno de cálculo técnico, que se ha convertido en estándar de la industria, con capacidades no superadas en computación y visualización numérica.

La Toolbox utilizada en la simulación de este proyecto es Simulink. No se va a profundizar en explicar el funcionamiento de dicho programa, ya que no es el propósito de este proyecto.

3.2. Modelado de vehículo con Simulink

Tal y como se ha expuesto en el capítulo 2.2, el vehículo simple unitario está definido por unas ecuaciones de la dinámica. Simulink permite modelar el vehículo implementando las ecuaciones de la dinámica en bloques interrelacionados.

Las variables del sistema (ecuación 3.1.) son el ángulo de deriva, la velocidad de guiñada, el balanceo de la masa suspendida, la velocidad angular de balanceo de la masa suspendida, el balanceo del eje delantero y el balanceo del eje trasero:

A continuación se muestra la implementación de las ecuaciones de la dinámica en Simulink:

- Ecuación de dinámica lateral:

La implementación en Simulink del equilibrio de fuerzas laterales del vehículo, o ecuación de la dinámica lateral (ec 3.2.), se muestra en la figura 3.1:

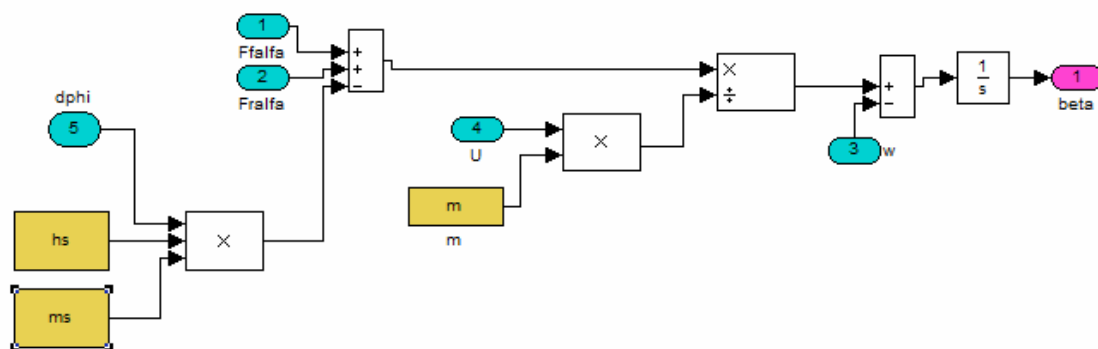


Figura 3.1. Ecuación de dinámica lateral en Simulink

- Ecuación de movimiento de guiñada:

La implementación de la ecuación de movimiento de guiñada en Simulink es la mostrada en la figura 3.2:

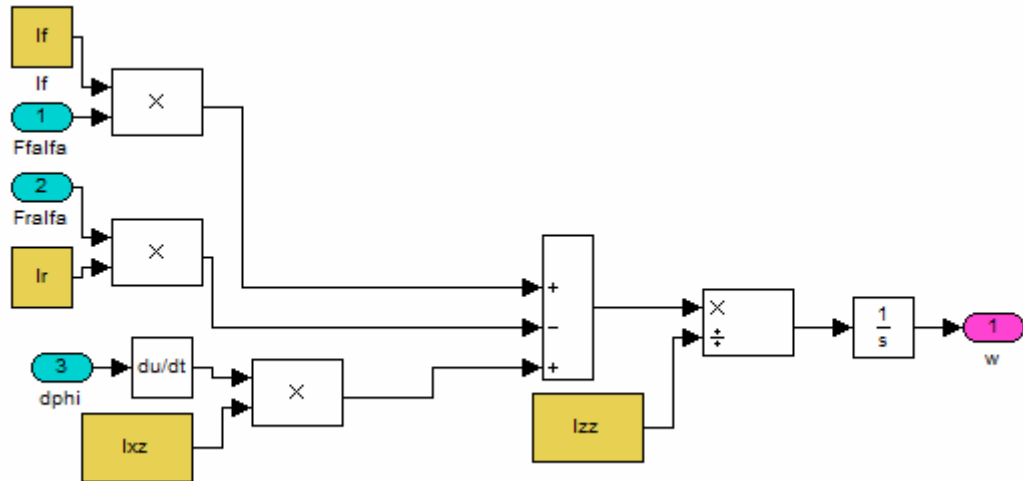


Figura 3.2. Ecuación de movimiento de guiñada en Simulink

- Ecuación de equilibrio de masa suspendida:

La implementación en Simulink de la ecuación de equilibrio de la masa suspendida se muestra en la figura 3.3.

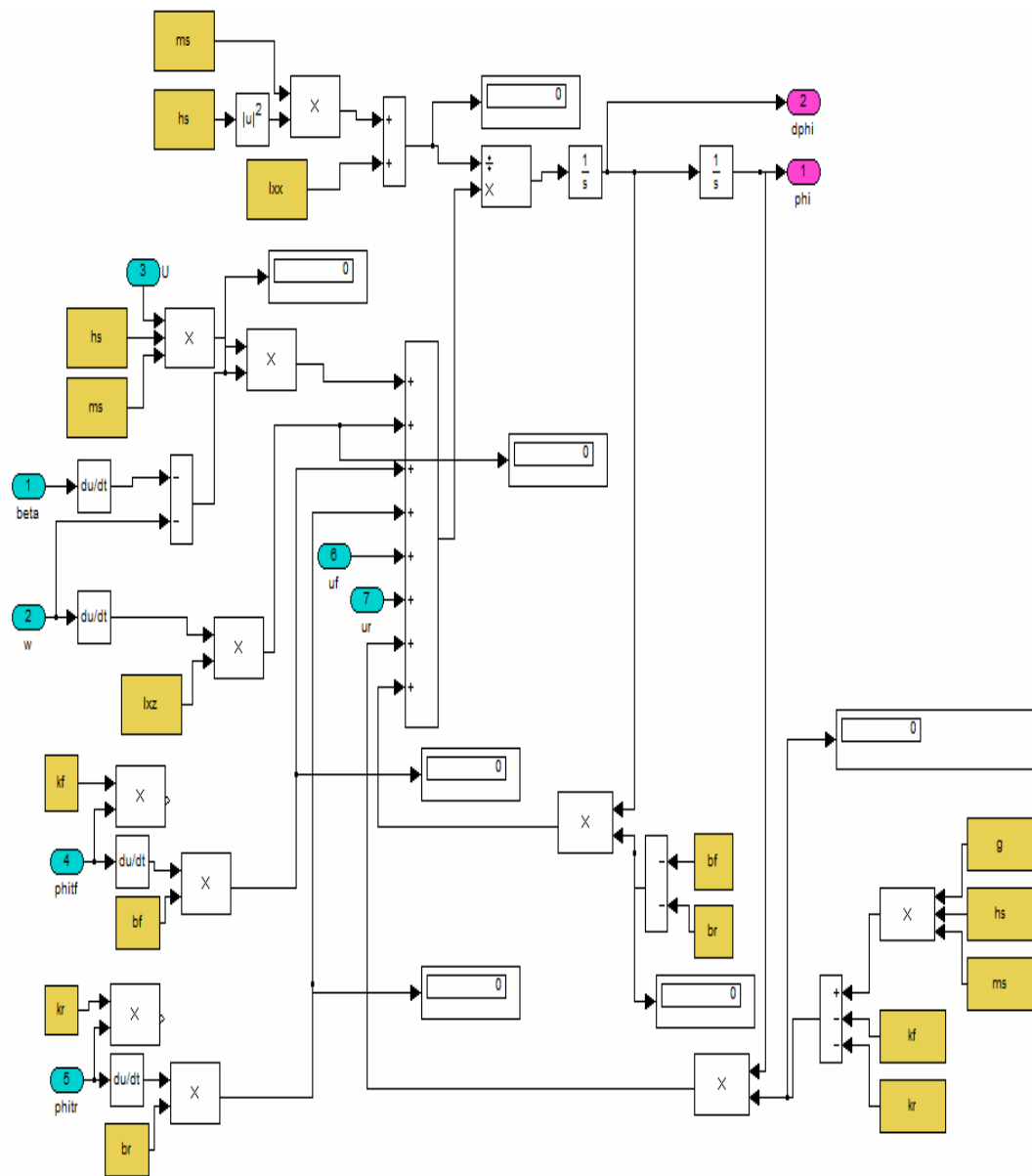


Figura 3.3.Ecuación de equilibrio de masa suspendida en Simulink

- Ecuaciones de equilibrio de masas no suspendidas:

El sistema consta de dos masas no suspendidas independientes, siendo estas la delantera y la trasera tal y como muestra la figura 3.4.

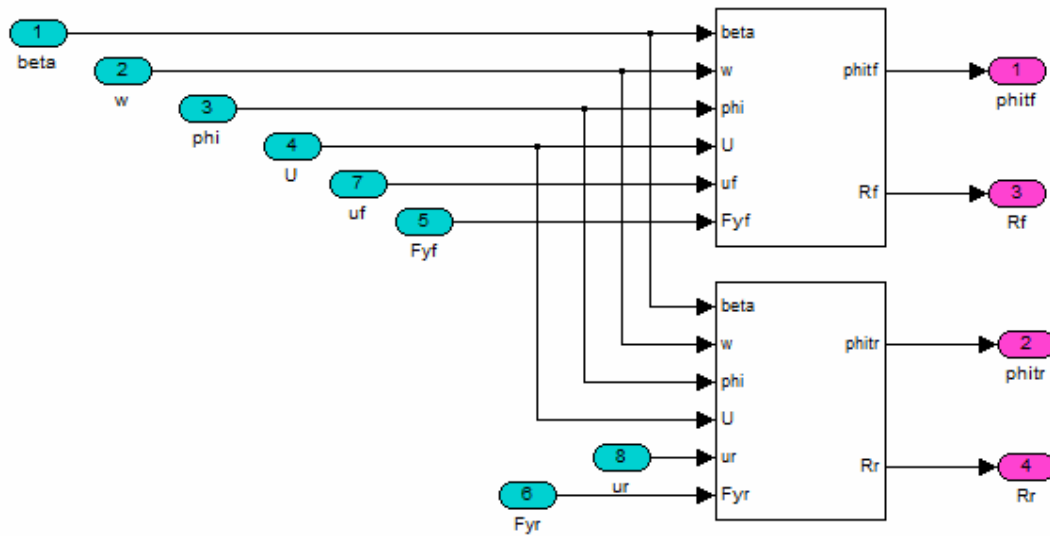


Figura 3.4. Bloques de masas no suspendidas en Simulink

- Ecuación de equilibrio de masa no suspendida delantera:

En la figura 3.5. se muestra la implementación en Simulink de la ecuación de equilibrio de la masa no suspendida delantera.

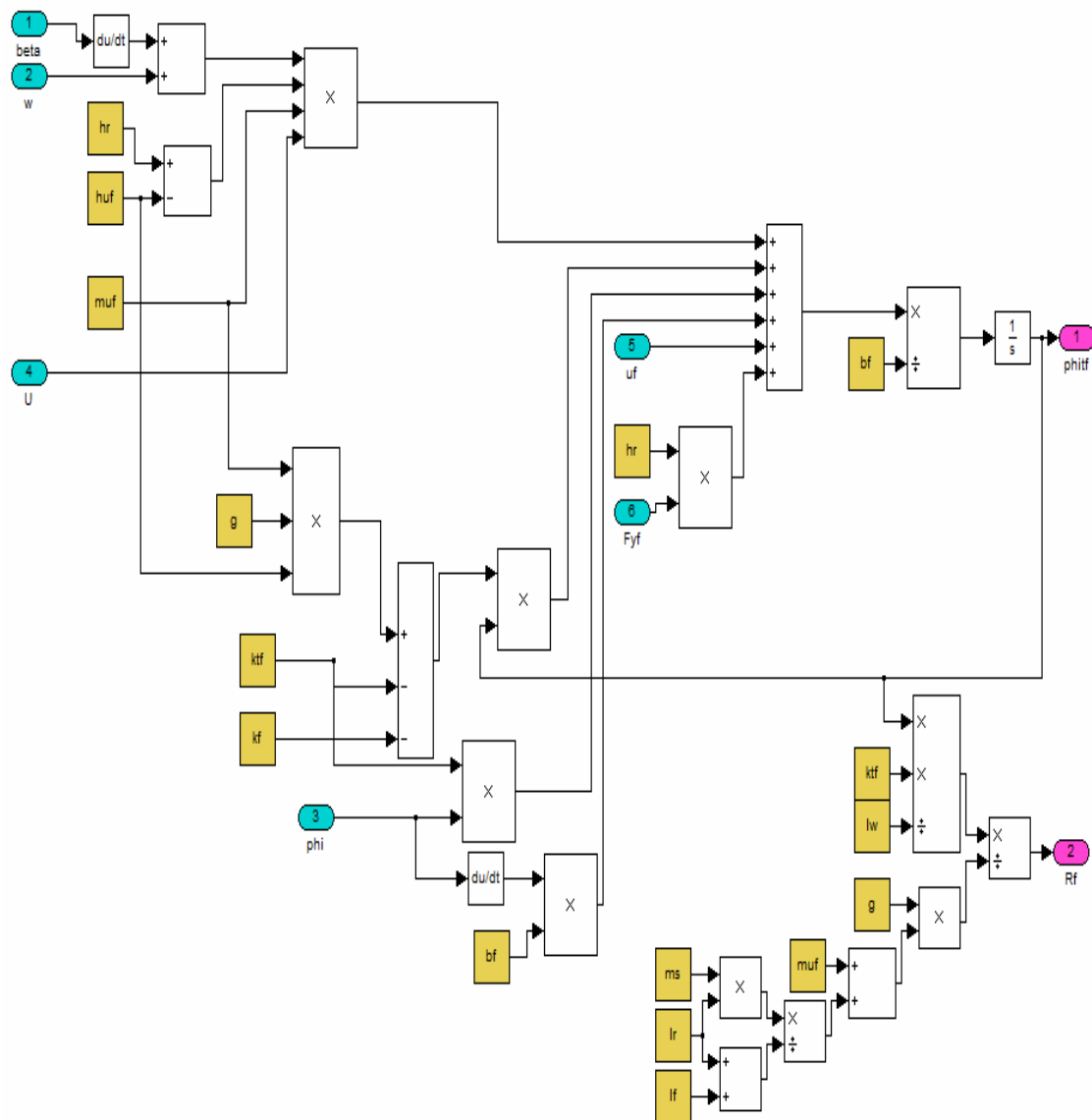


Figura 3.5. Ecuación de equilibrio de masa no suspendida delantera en Simulink

- Ecuación de equilibrio de masa no suspendida trasera:

La implementación en Simulink de la ecuación de equilibrio de la masa no suspendida trasera se muestra en la figura 3.6.

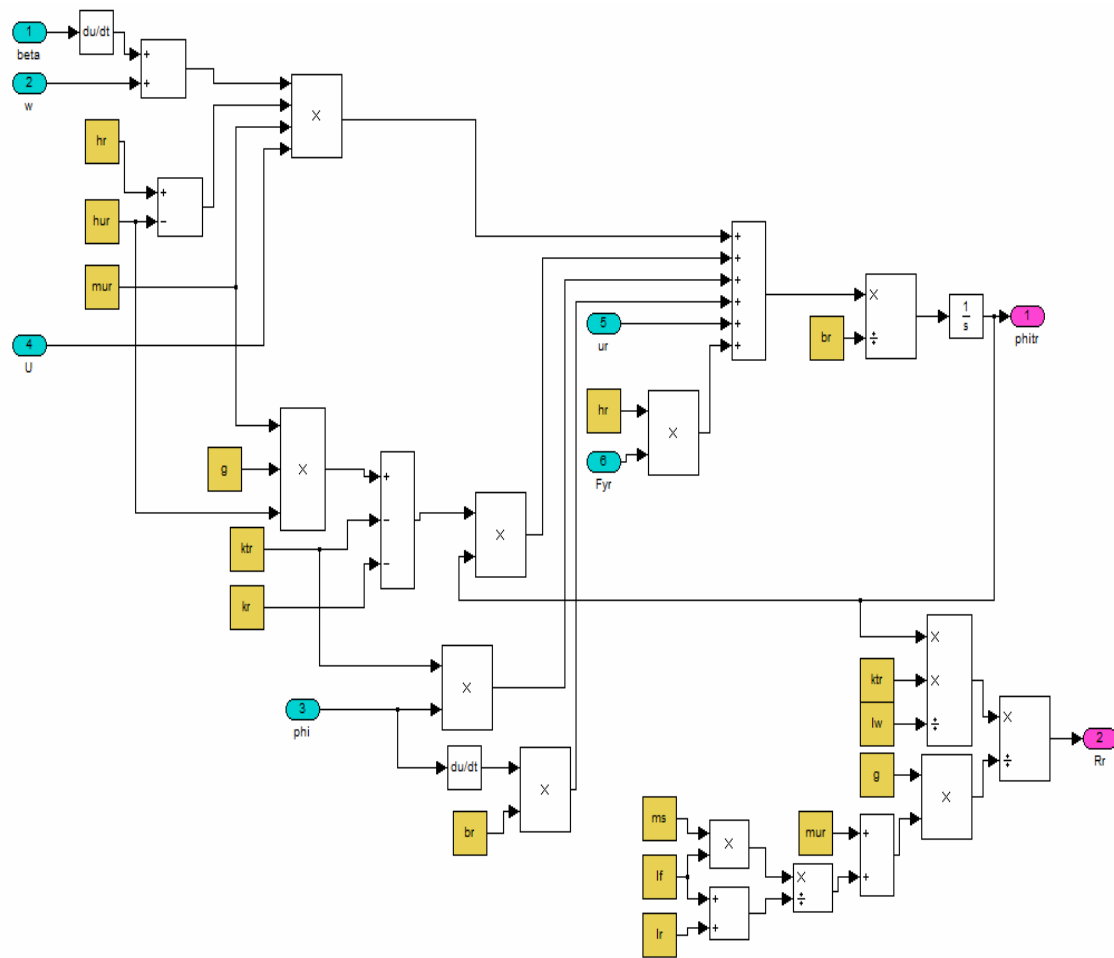


Figura 3.6. ec. de equilibrio de masa no suspendida trasera en Simulink

- Transferencia de carga:

En la figura 3.7. se muestra la implementación de la transferencia de carga normalizada para el eje delantero del vehículo.

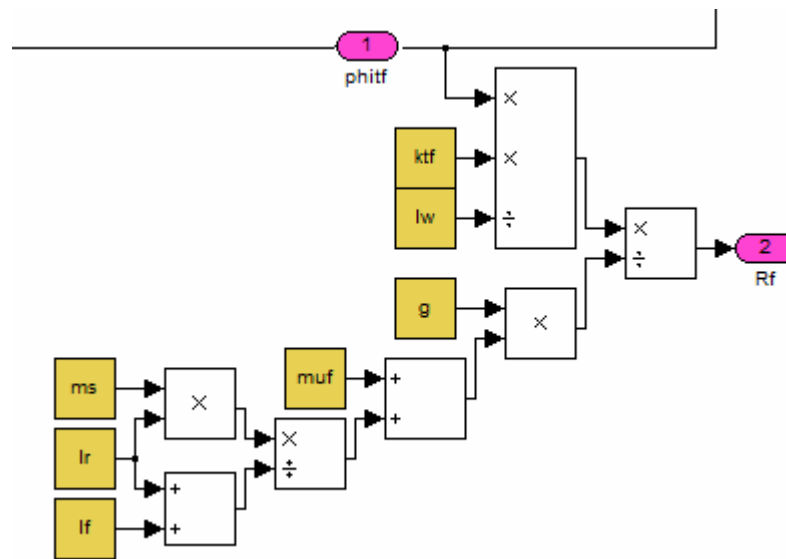


Figura 3.7. Transferencia de carga normalizada en el eje delantero

En la figura 3.8. se muestra la implementación de la transferencia de carga normalizada para el eje trasero del vehículo.

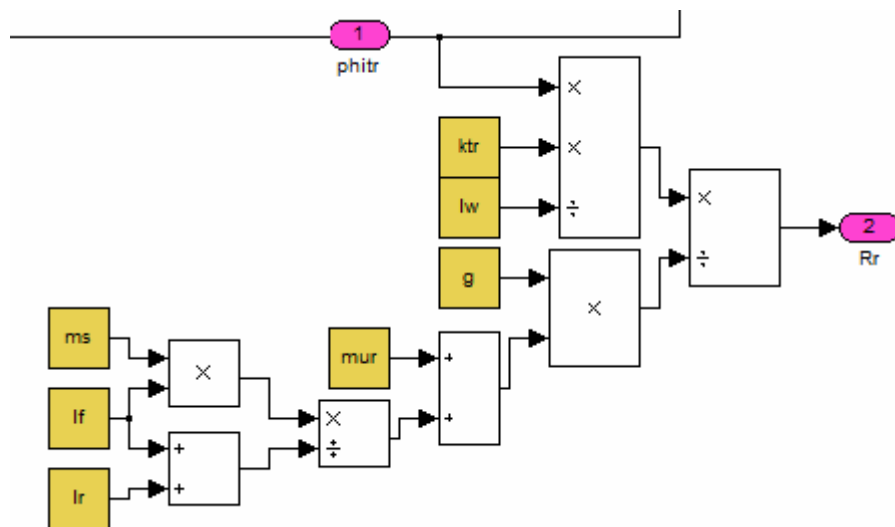
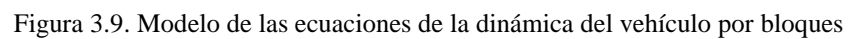


Figura 3.8. Transferencia de carga normalizada en el eje trasero

Como se ha dicho en el apartado 2.2., estas ecuaciones se relacionan entre si para obtener el modelo del vehículo simple unitario a estudiar. El entorno Matlab es capaz de hacerlo, y ello se puede ver en la figura 3.9., donde se aprecian los diferentes bloques descritos, así como las variables de entrada v (velocidad lineal del vehículo pesado) y δ (ángulo de giro de las ruedas del vehículo pesado), y las variables del sistema (ec. 3.1.) que se obtienen al simular.



47

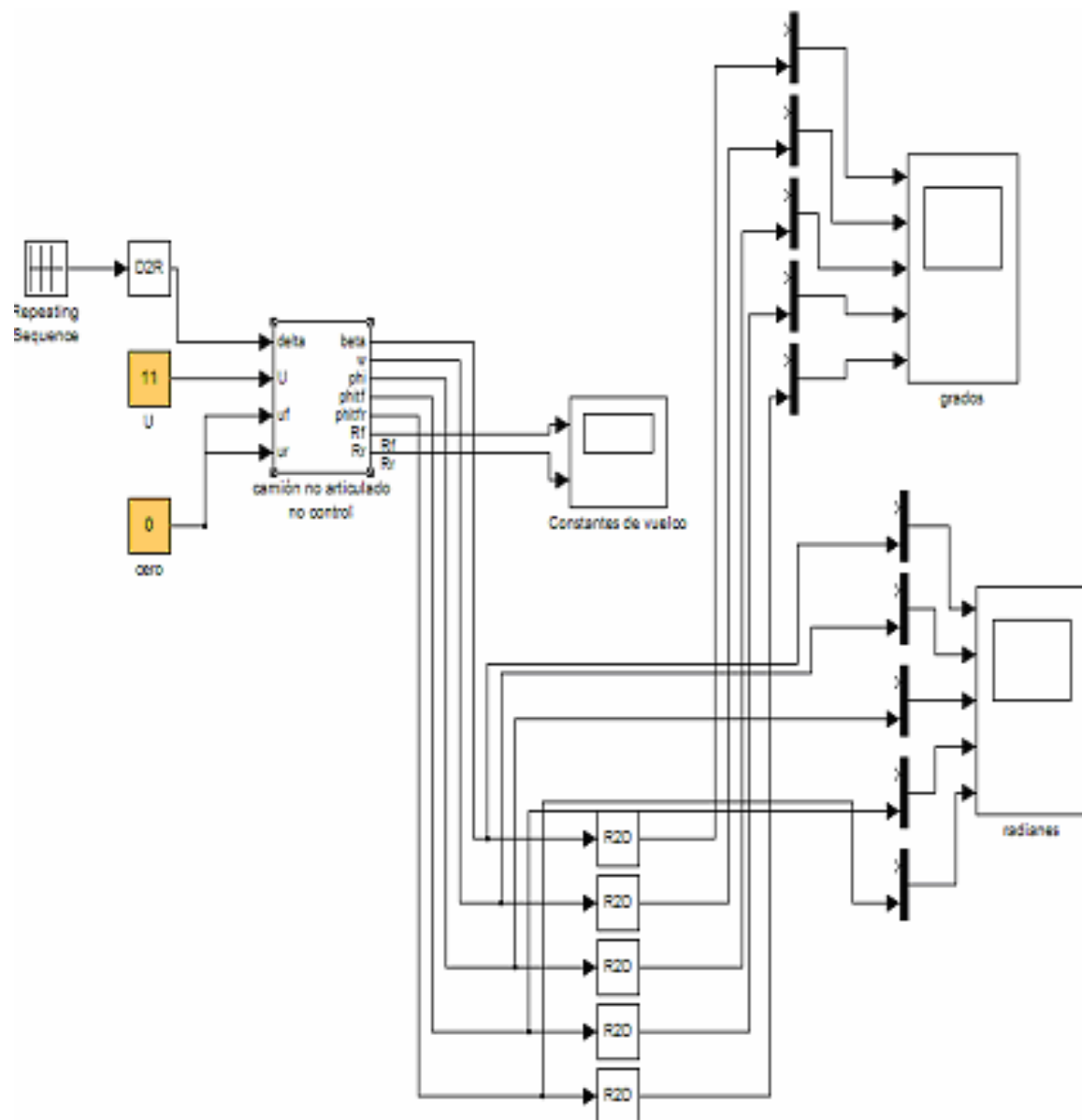


Figura 3.10. Esquema final del modelo del vehículo en Simulink

4. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

En la tabla 4.1. se muestran los valores de las constantes del vehículo utilizados por P. Gaspar, I. Szaszi y J. Bokor en [6] para un vehículo simple unitario, y que se utilizan en este proyecto.

Tabla 4.1. Valores numéricos del sistema

Parámetros	Valor
m_s	12487 Kg.
m_{uf}, m_{ur}	706 Kg., 1000 Kg.
m	14193 Kg.
h_r	1,15 m
$h_{u,f}, h_{u,r}$	0,53 m, 0,53 m
r	0,83 m
C_f, C_r	582×10^3 N/rad, 783×10^3 N/rad
k_f, k_r	380×10^3 Nm/rad, 684×10^3 Nm/rad
b_f, b_r	100×10^3 N/rad, 100×10^3 N/rad
$k_{t,f}, k_{t,r}$	2060×10^3 Nm/rad, 3337×10^3 Nm/rad
I_{xx}	24201 Kg m^2
I_{xz}	34917 Kg m^2
l_f, l_r	1.95 m, 1.54 m
l_w	0.93 m
μ	1 (variará en cada caso)
g	9.81 m/s^2

Se va a proceder a simular el comportamiento de un vehículo simple unitario en adelantamiento con el programa SIMULINK.

En primer lugar es importante definir los parámetros de entrada del sistema:

- v . Es la velocidad lineal del vehículo en m/s. Se va a mantener constante durante la simulación.
- δ . Es el ángulo que giran las ruedas del vehículo. Este valor es variable a lo largo de la simulación. La secuencia que define el ángulo δ (grados) con respecto al tiempo (s) para simular un adelantamiento se muestra en las figuras 4.1. y 4.2.

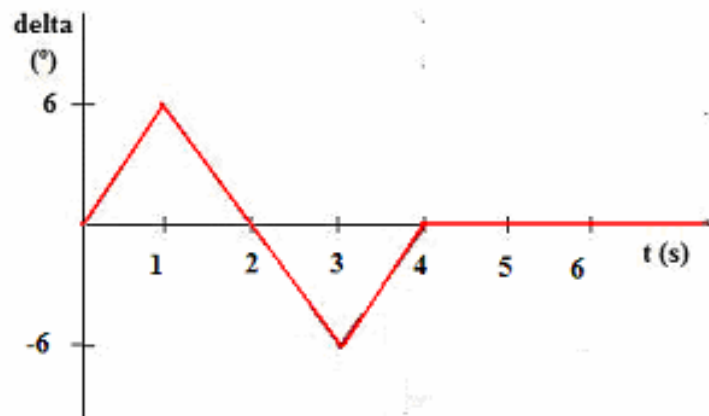
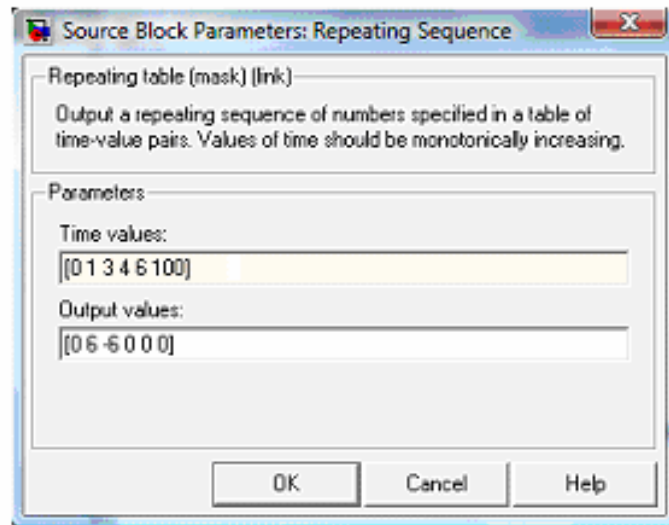


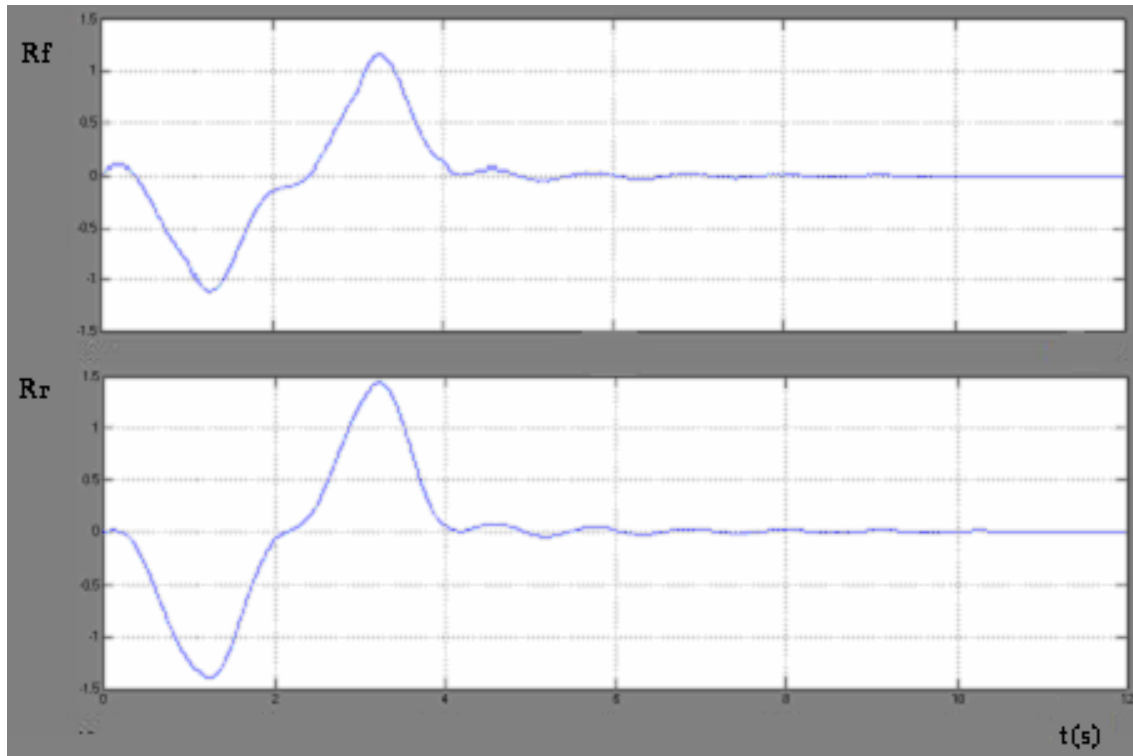
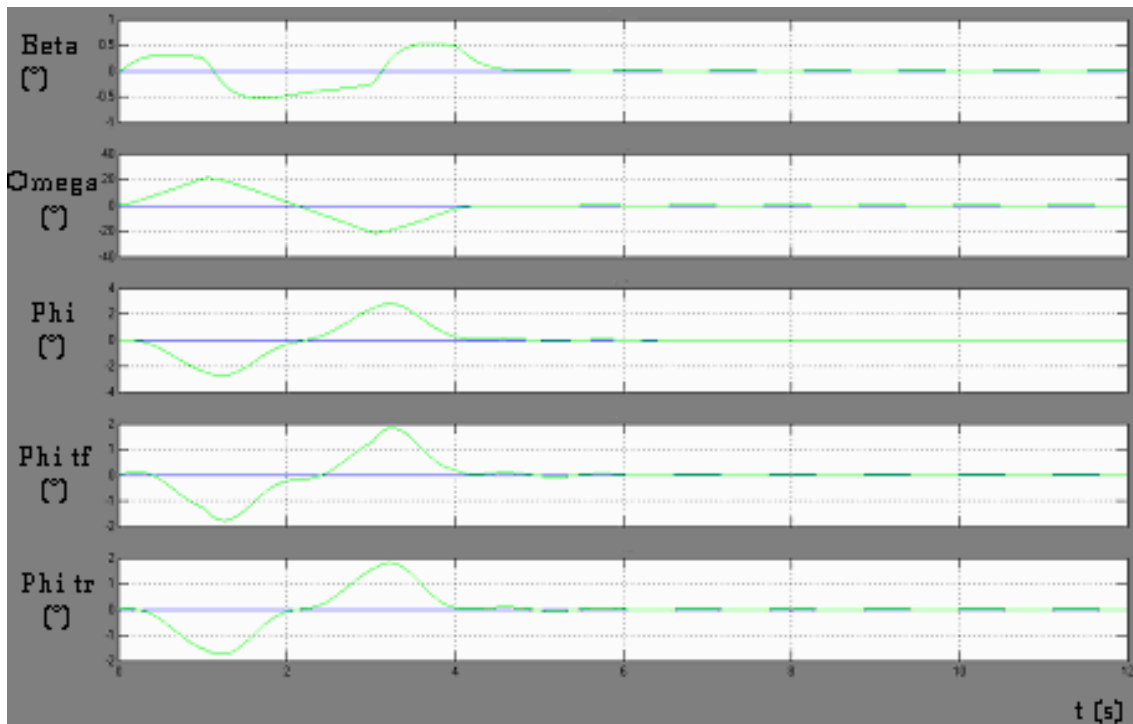
Figura 4.1. Secuencia de entrada de delta con respecto al tiempo

A continuación se va a estudiar el comportamiento y la influencia de cinco variables; b_f , b_r , k_f , k_r y m_{sus} , en el vuelco del vehículo.

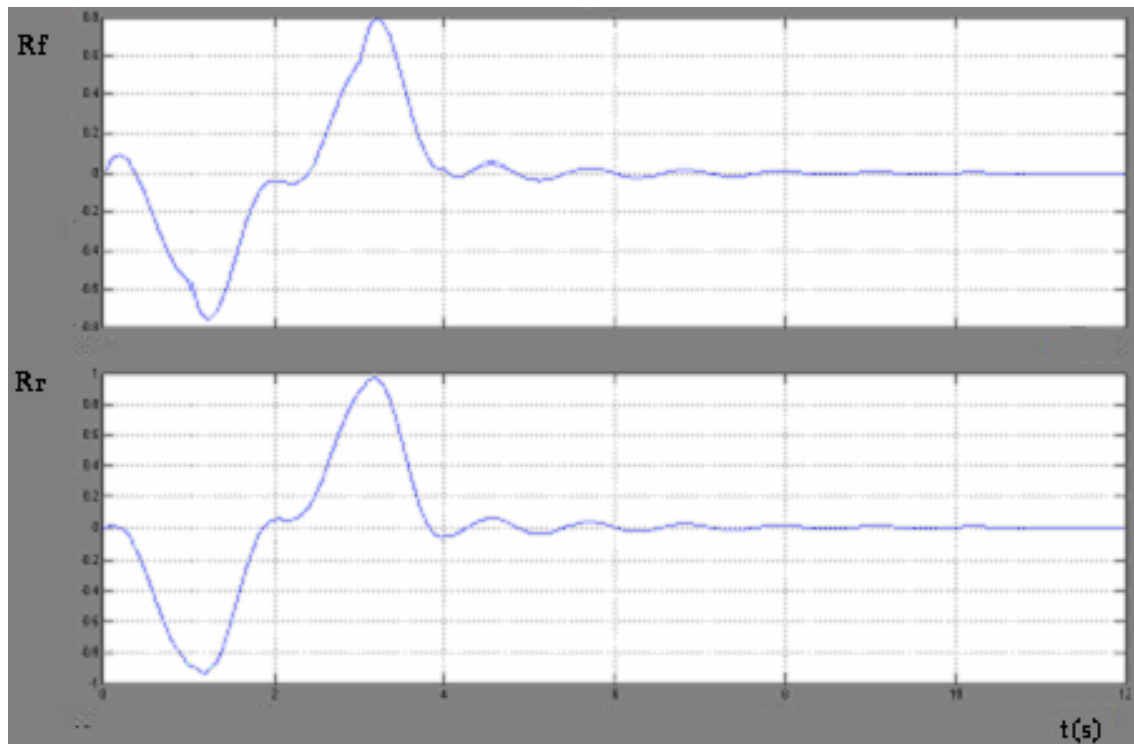
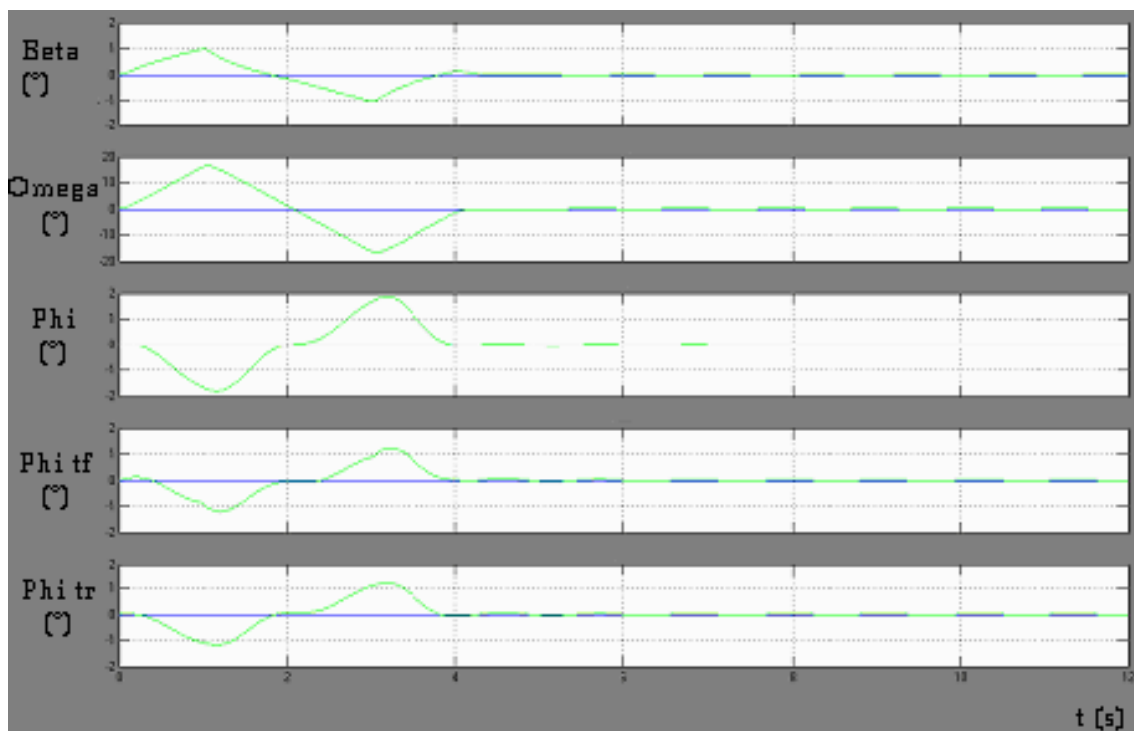
4.1. Simulación con valores iniciales

En este apartado se va a hacer la simulación con los valores expuestos en la tabla 4.1., y para diferentes velocidades lineales del vehículo.

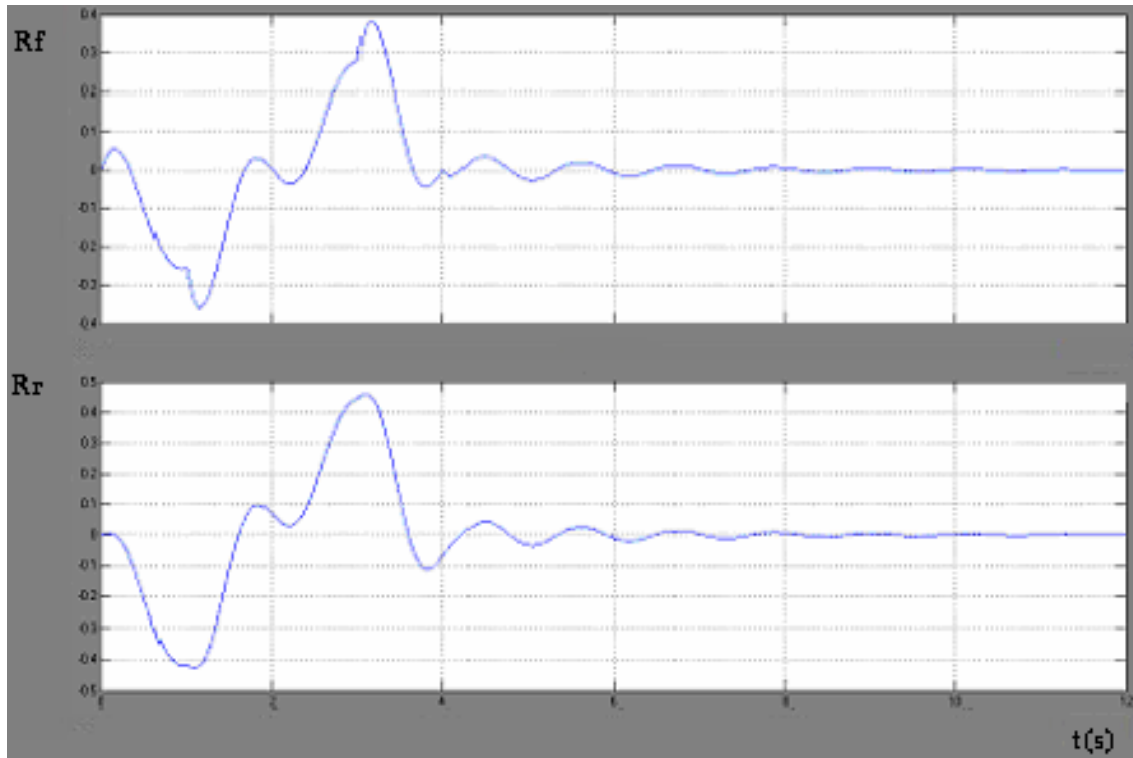
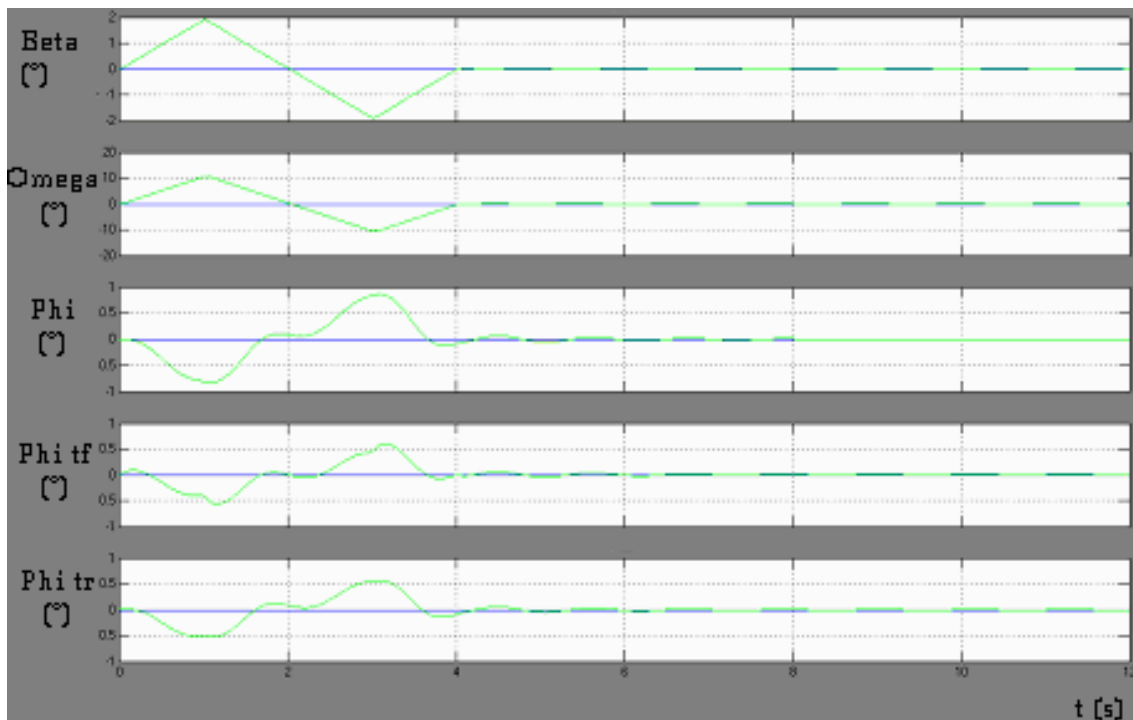
- Con $v = 11$ m/s:

Figura 4.2. R_f y R_r con $v = 11$ m/sFigura 4.3. Ángulos con $v = 11$ m/s

- Con $v = 9$ m/s

Figura 4.4. R_f y R_r con $v = 9$ m/sFigura 4.5. Ángulos con $v = 9$ m/s

- Con $v = 6$ m/s

Figura 4.6. R_f y R_r con $v = 6$ m/sFigura 4.7. Ángulos con $v = 6$ m/s

En la figura 4.4 se puede ver que el límite de vuelco se obtiene para una velocidad máxima de 9 m/s aproximadamente, unos 32.4 Km/h, siendo el eje trasero el que está en

el límite de vuelco ($R_r = -1$). Como es lógico, y viendo las figuras 4.2. , 4.4. y 4.6. se comprueba que a menores velocidades se obtendrán valores menores de transferencia de carga normalizada. La transferencia de carga normalizada máxima se alcanza a los 2,3 s, independientemente de la velocidad de desplazamiento del vehículo.

Respecto a los ángulos, observando las figuras 4.3., 4.5. y 4.7. se llega a la conclusión de que el ángulo de deriva β aumenta al disminuir la velocidad lineal del vehículo, mientras que el resto de ángulos ($\psi, \phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$) disminuyen al disminuir la velocidad del vehículo.

4.2. Simulación modificando las constantes de amortiguamiento

En este apartado se va a estudiar cómo varían las variables de salida al modificar las constantes de amortiguamiento en los ejes delantero y trasero. En concreto, se van a modificar en un 20 % con respecto a los valores iniciales. Los nuevos valores aumentados en un 20% vienen definidos en la tabla 4.2., los disminuidos en un 20% en la tabla 4.3., mientras que el resto de valores serán los que aparecen en la tabla 4.1.

Tabla 4.2. Valores de b_f y $b_r + 20\%$

Parámetros	Valor
b_f, b_r	120×10^3 N/rad, 120×10^3 N/rad

Tabla 4.3. Valores de b_f y $b_r - 20\%$

Parámetros	Valor
b_f, b_r	80×10^3 N/rad, 80×10^3 N/rad

Se va a simular el sistema para las mismas velocidades que en el caso anterior, para así poder comparar la influencia de aumentar o disminuir las constantes de amortiguamiento.

Simulación con b_r y b_f aumentados un 20 % con respecto a los valores iniciales.

Con $v = 11$ m/s:

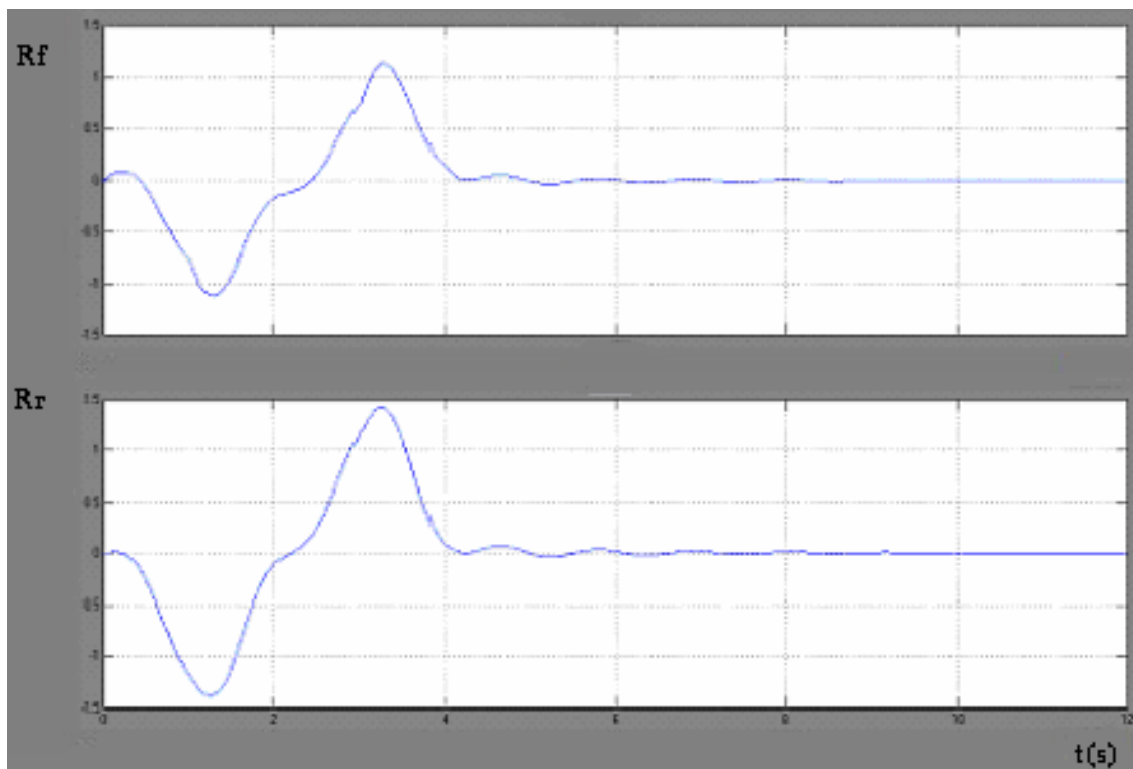
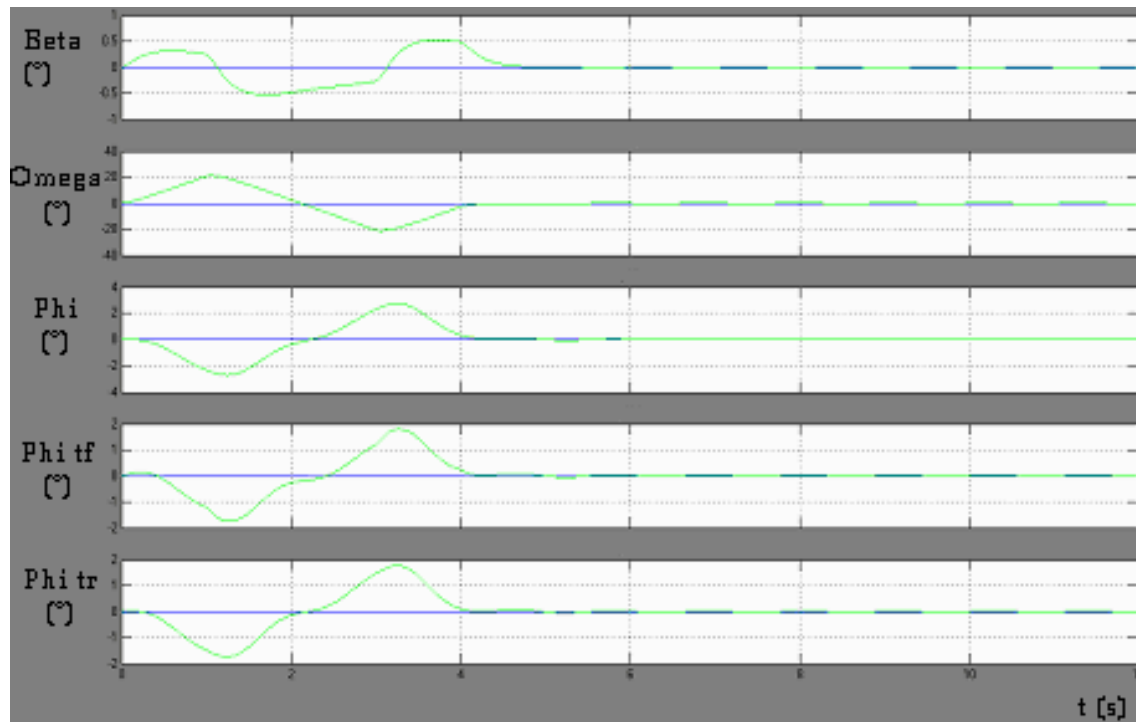
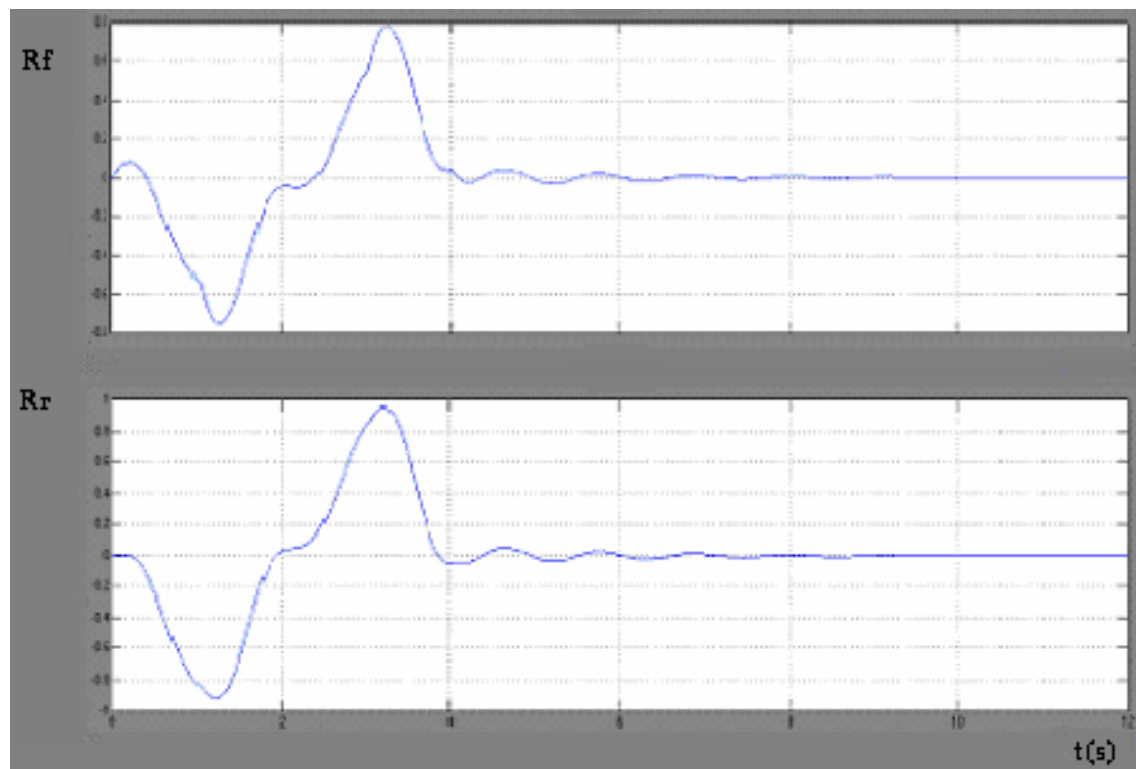
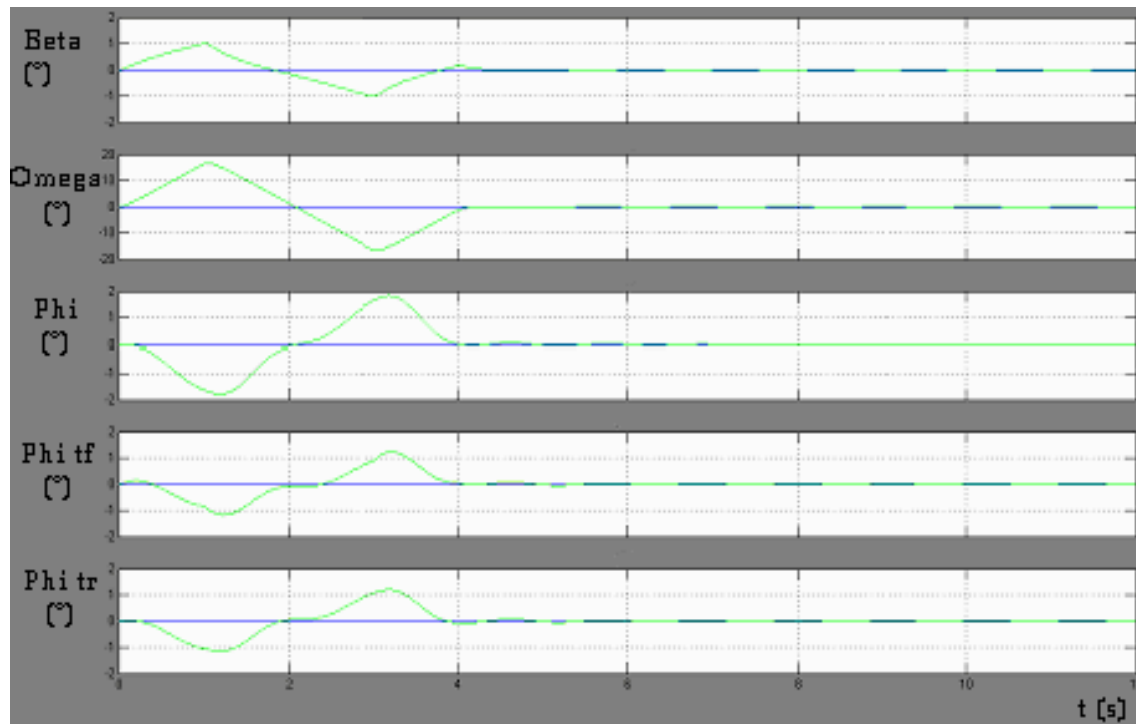


Figura 4.8. R_f y R_r con $v = 11$ m/s

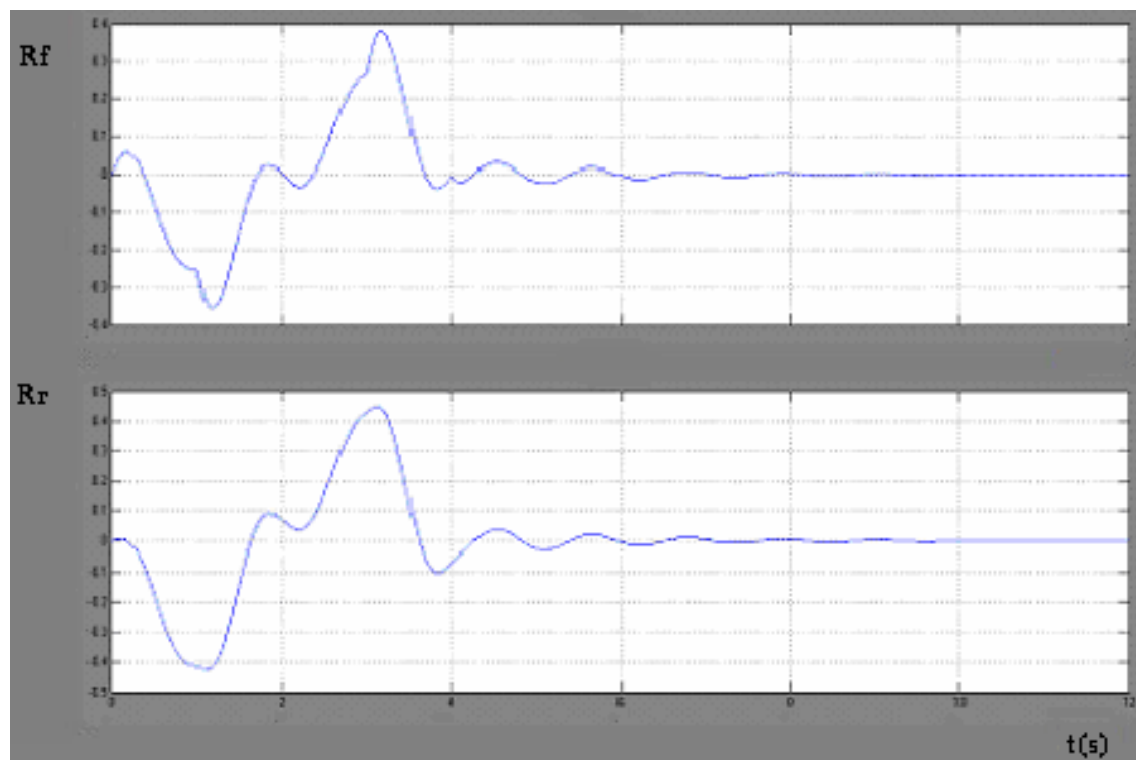
Figura 4.9. Ángulos con $v = 11$ m/s

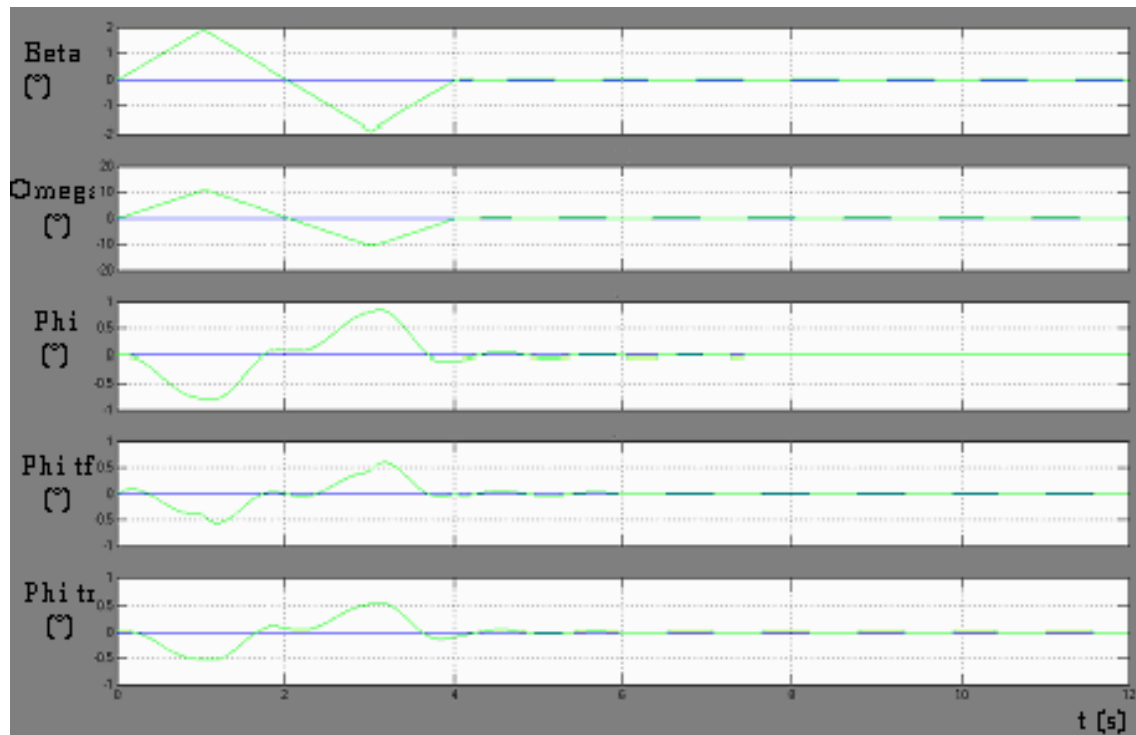
Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.10. R_f y R_r con $v = 9$ m/s

Figura 4.11. Ángulos con $v = 9$ m/s

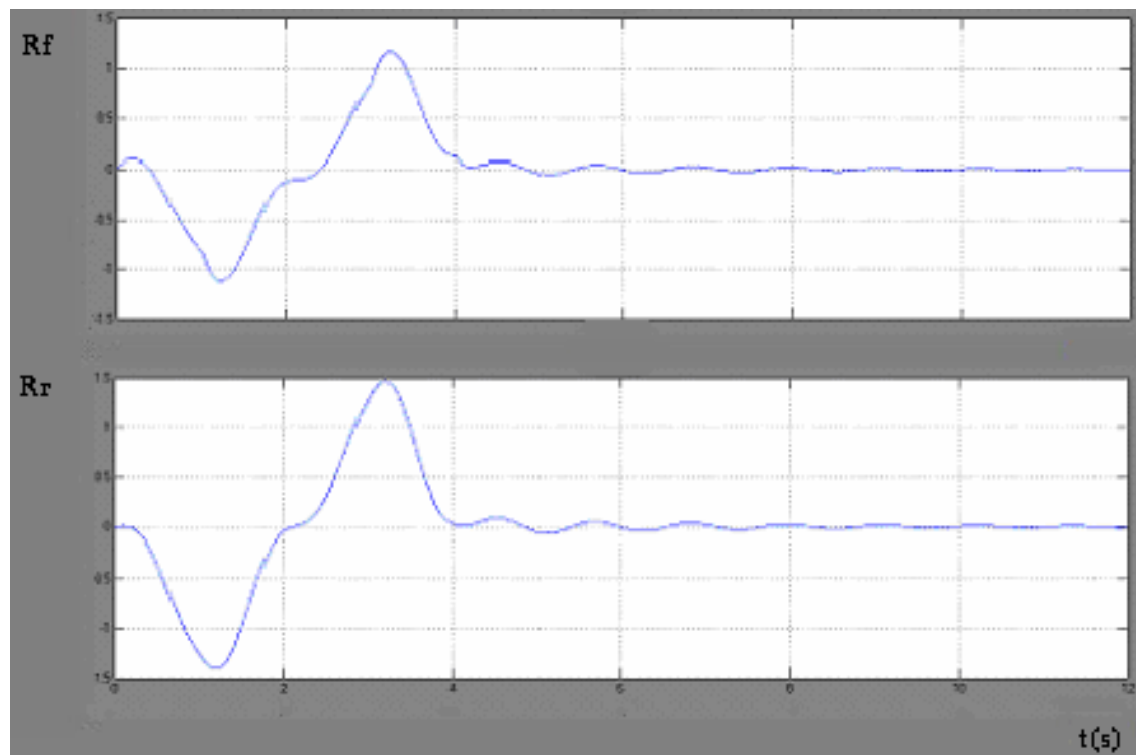
Con $v = 6$ m/s:

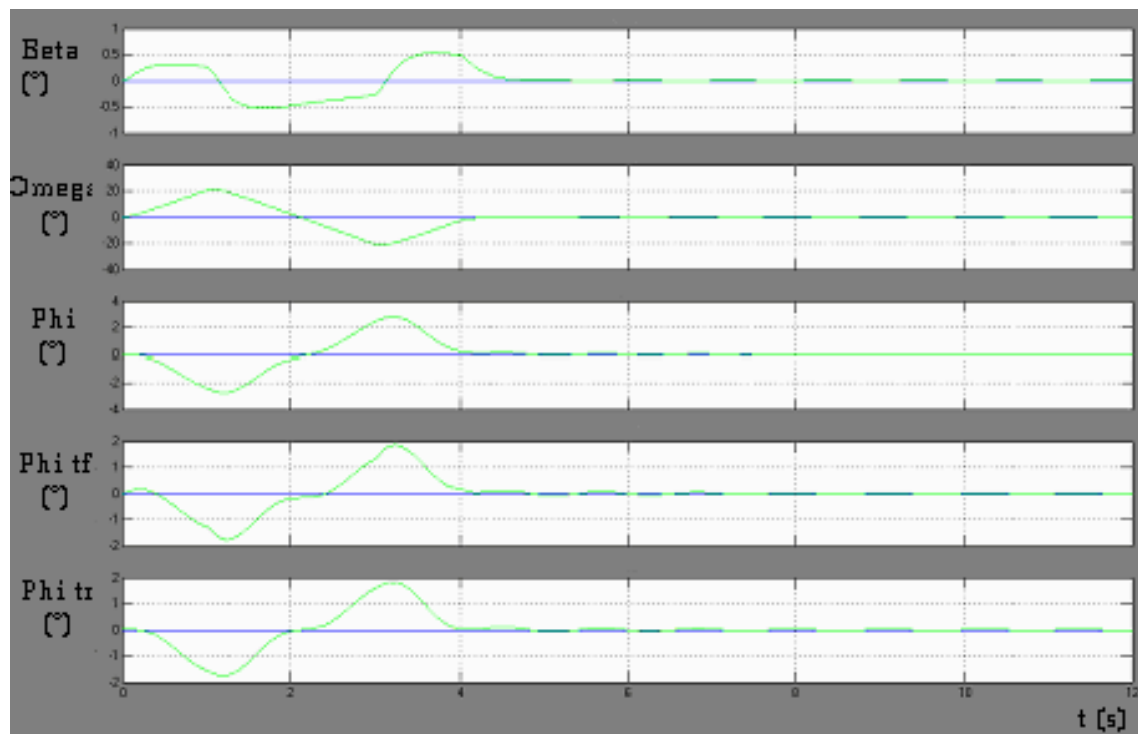
Figura 4.12. R_f y R_r con $v = 6$ m/s

Figura 4.13. Ángulos con $v = 6$ m/s

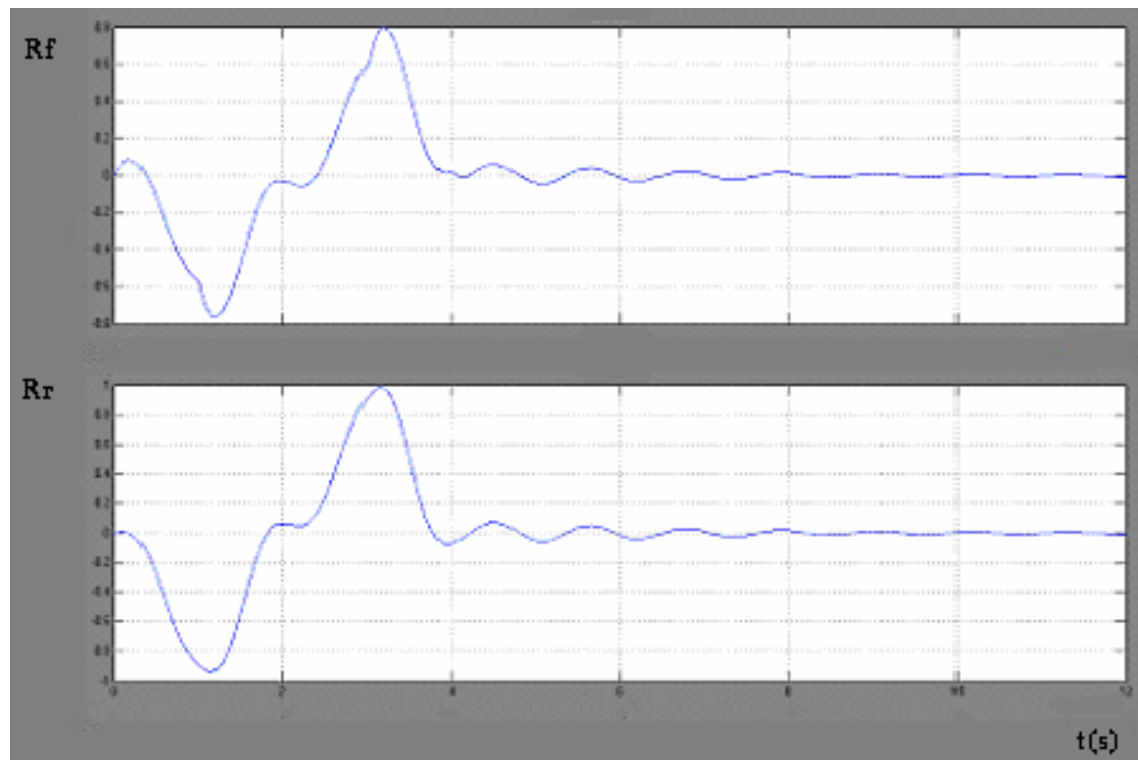
Simulación con b_r y b_f disminuidos un 20 % con respecto a los valores iniciales.

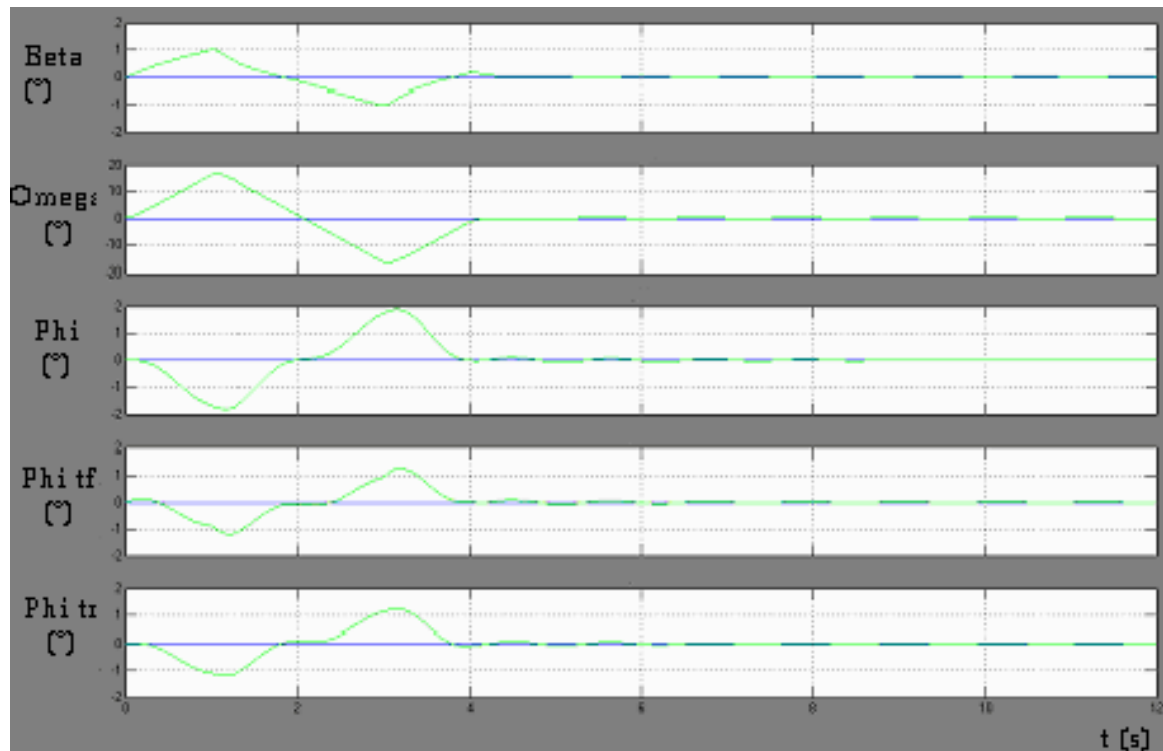
Con $v = 11$ m/s:

Figura 4.14. R_f y R_r con $v = 11$ m/s

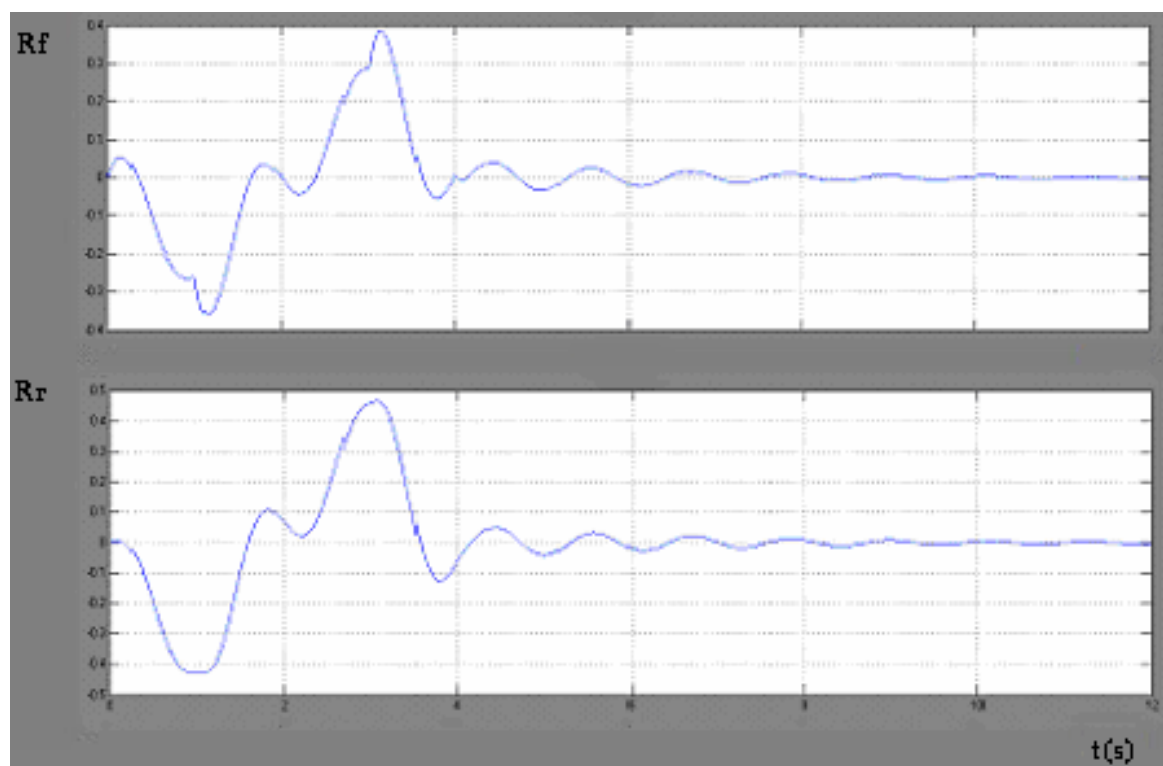
Figura 4.15. Ángulos con $v = 11$ m/s

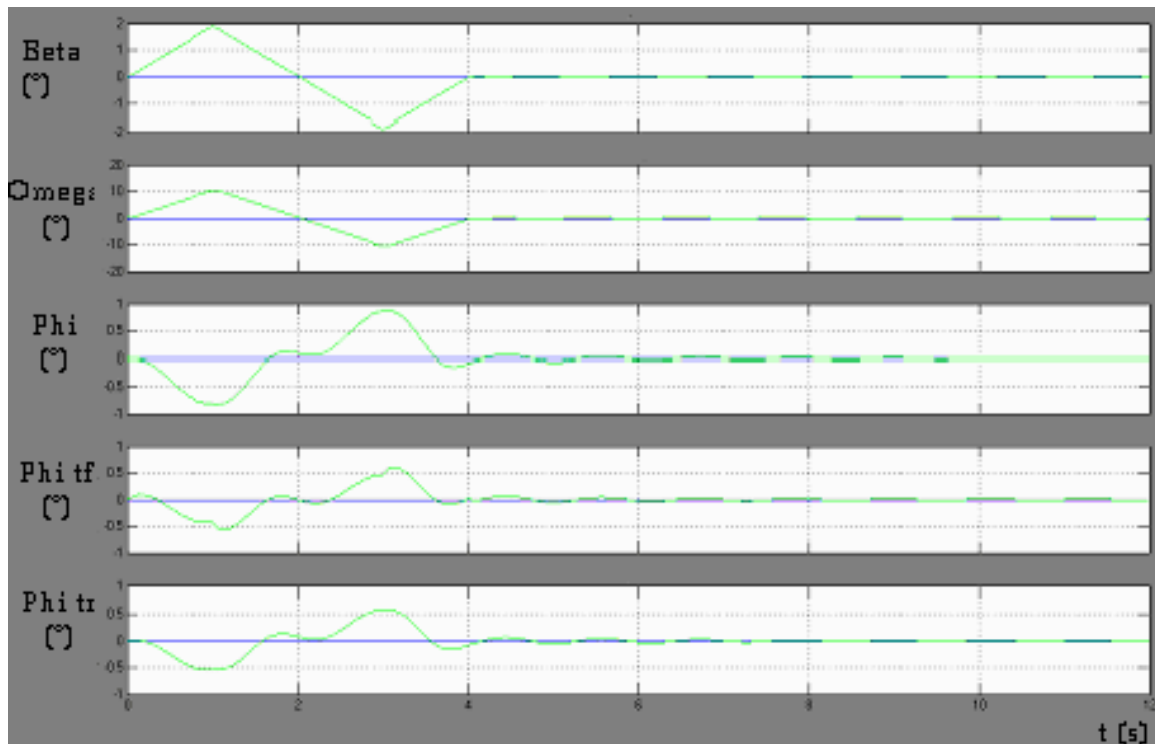
Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.16. R_f y R_r con $v = 9$ m/s

Figura 4.17. Ángulos con $v = 9$ m/s

Con $v = 6$ m/s:

Figura 4.18. R_f y R_r con $v = 6$ m/s

Figura 4.19. Ángulos con $v = 6$ m/s

Se puede observar en las figuras 4.4., 4.10. y 4.16 que el límite de vuelco del vehículo se da para 9 m/s. Para velocidades de 11 m/s (Figuras 4.2., 4.8. y 4.14.) el vehículo inicia el proceso de vuelco y para velocidades de 6 m/s (Figuras 4.6., 4.12. y 4.18.) la R_i no alcanza el valor unitario en ningún momento. Por ello, se van a comentar sólo las gráficas obtenidas para $v = 9$ m/s.

Si se comparan la gráfica de la transferencia de carga normalizada para los datos iniciales a 9 m/s (Figura 4.4), con la misma para un aumento de las constantes de amortiguamiento de un 20% (Figura 4.10.), se observa que la influencia de este parámetro en el vuelco del vehículo es mínima, ya que la transferencia de carga normalizada en ambos casos son casi idénticas. No obstante, si se puede apreciar una mayor amortiguación de la transferencia de carga normalizada con respecto al tiempo para valores mayores de la constante de amortiguamiento.

Por otro lado, si se comparan la figura 4.4., con la figura 4.16., se aprecia que una disminución de las constantes de amortiguamiento de un 20% no afecta a las transferencias de carga normalizadas del vehículo, pero si supone un menor amortiguamiento de las mismas con respecto al tiempo.

Si se estudian las gráficas de variación de los ángulos $\beta, \psi, \phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$ con respecto al tiempo (Figuras 4.5., 4.11. y 4.17.) se comprueba que las variaciones de las constantes de amortiguamiento no afectan a estos parámetros.

4.3. Simulación modificando las constantes de rigidez

En este caso se va a estudiar como varían los parámetros de salida al aumentar y disminuir las constantes de las rigideces en los ejes delantero y trasero. En concreto, se van a modificar un 20 % con respecto a los valores iniciales dados en la tabla 4.1. Los nuevos valores aumentados en un 20% vienen definidos en la tabla 4.4., los disminuidos en un 20% aparecen en la tabla 4.5., mientras que el resto de valores serán los que aparecen en la tabla 4.1.

Tabla 4.4. Valores de k_f y k_r aumentados un 20%

Parámetros	Valor
k_f, k_r	$456 \times 10^3 \text{ Nm/rad}$, $820.8 \times 10^3 \text{ Nm/rad}$

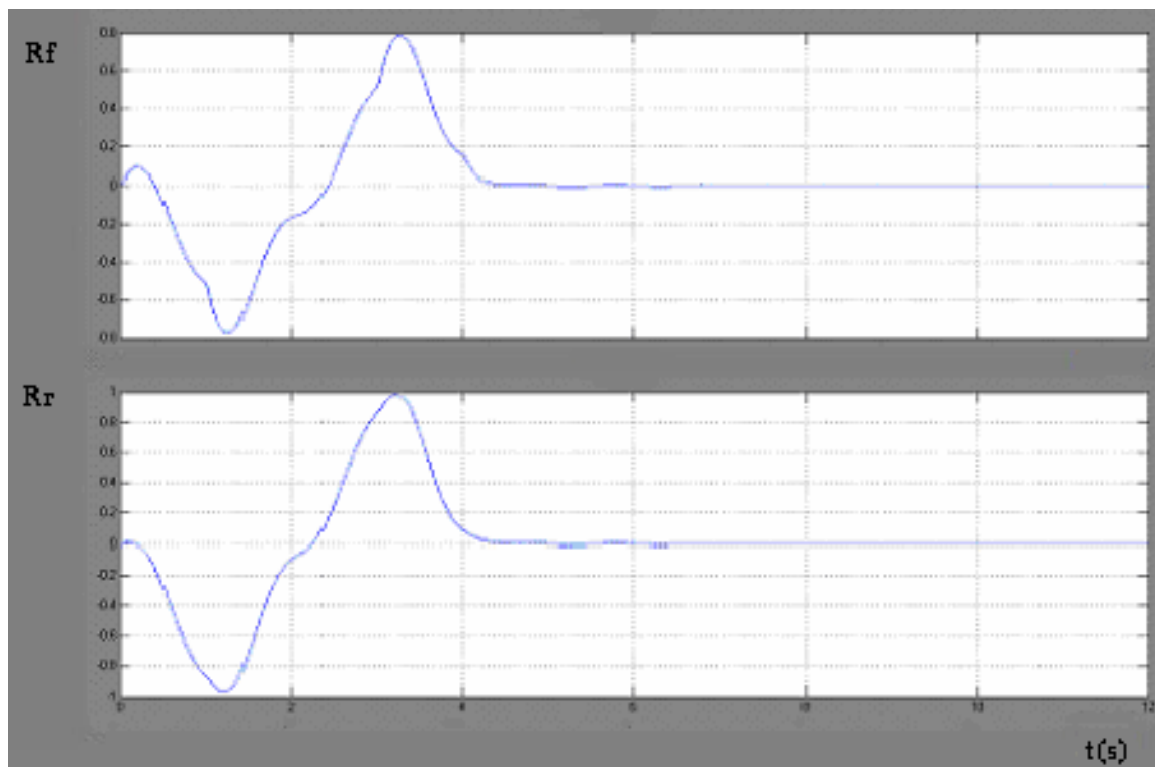
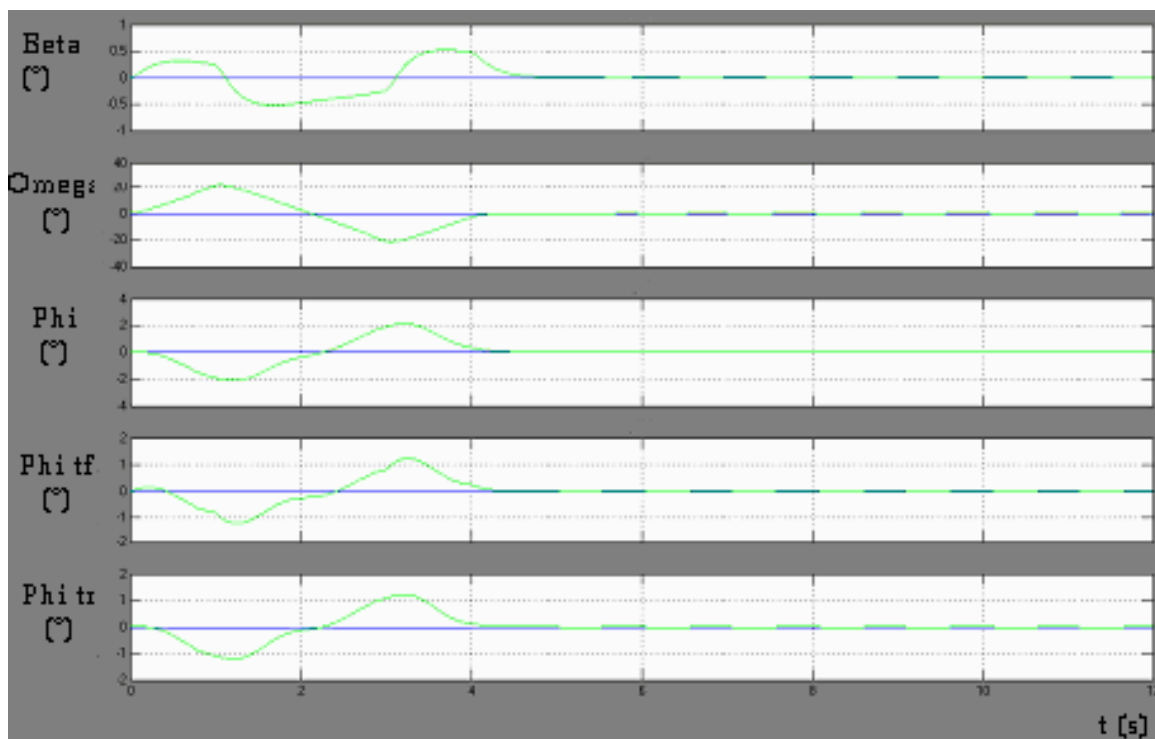
Tabla 4.5. Valores de b_f y b_r disminuidos un 20%

Parámetros	Valor
k_f, k_r	$304 \times 10^3 \text{ Nm/rad}$, $547.2 \times 10^3 \text{ Nm/rad}$

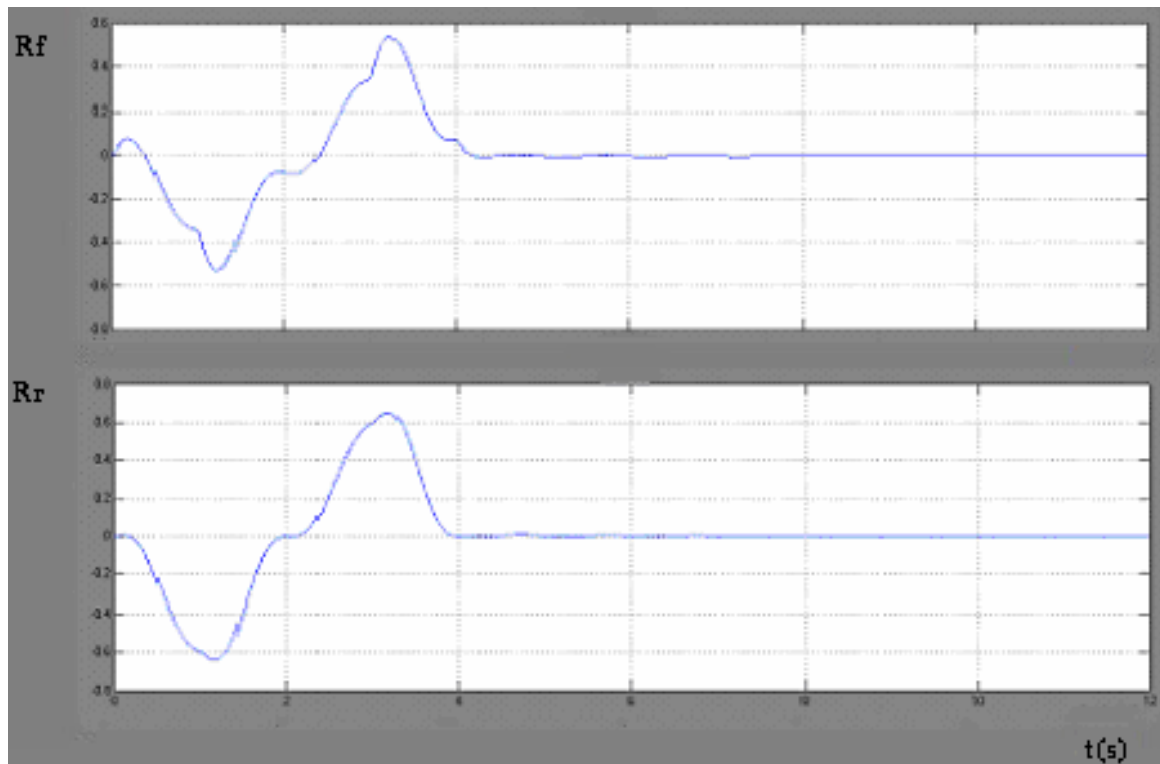
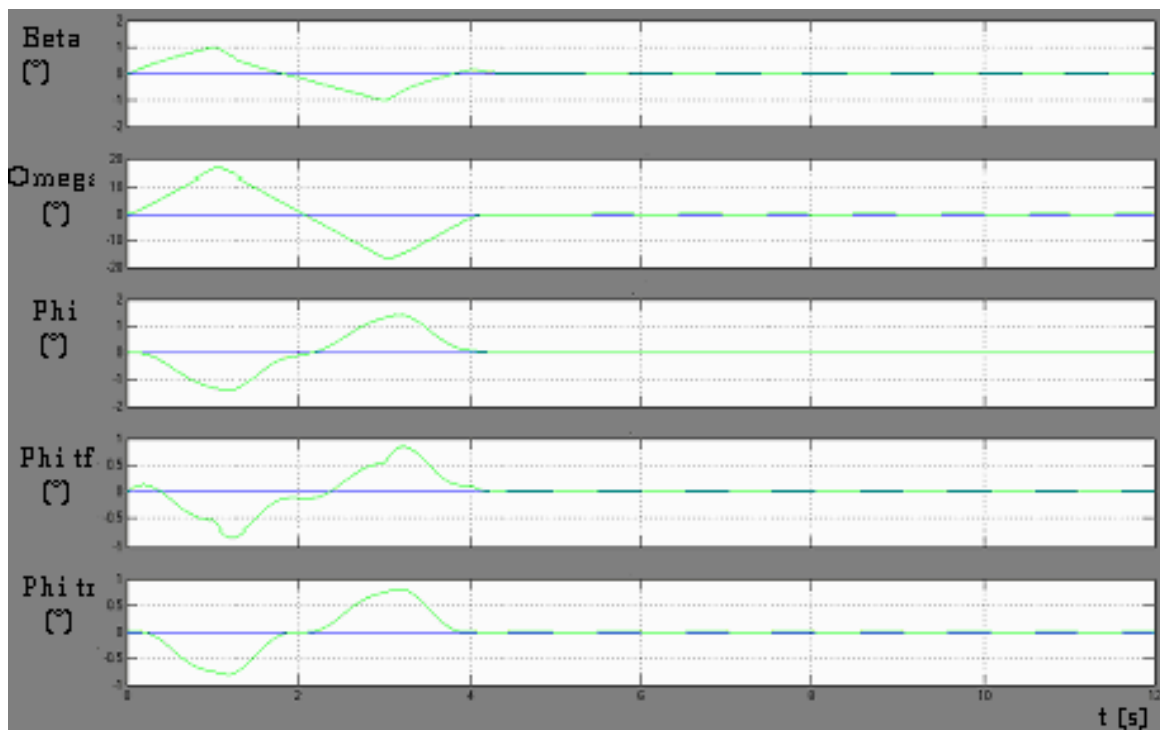
Se va a simular el sistema para las mismas velocidades que en el caso anterior, para así poder comparar la influencia de aumentar o disminuir las constantes de rigidez del vehículo.

Simulación con k_r y k_f aumentados un 20 % con respecto a los valores iniciales.

Con $v = 11 \text{ m/s}$:

Figura 4.20. R_f y R_r con $v = 11$ m/sFigura 4.21. Ángulos $v = 11$ m/s

Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.22. R_f y R_r con $v = 9$ m/sFigura 4.23. Ángulos con $v = 9$ m/s

Simulación con k_r y k_f disminuidos un 20 % con respecto a los valores iniciales.

Con $v = 11$ m/s:

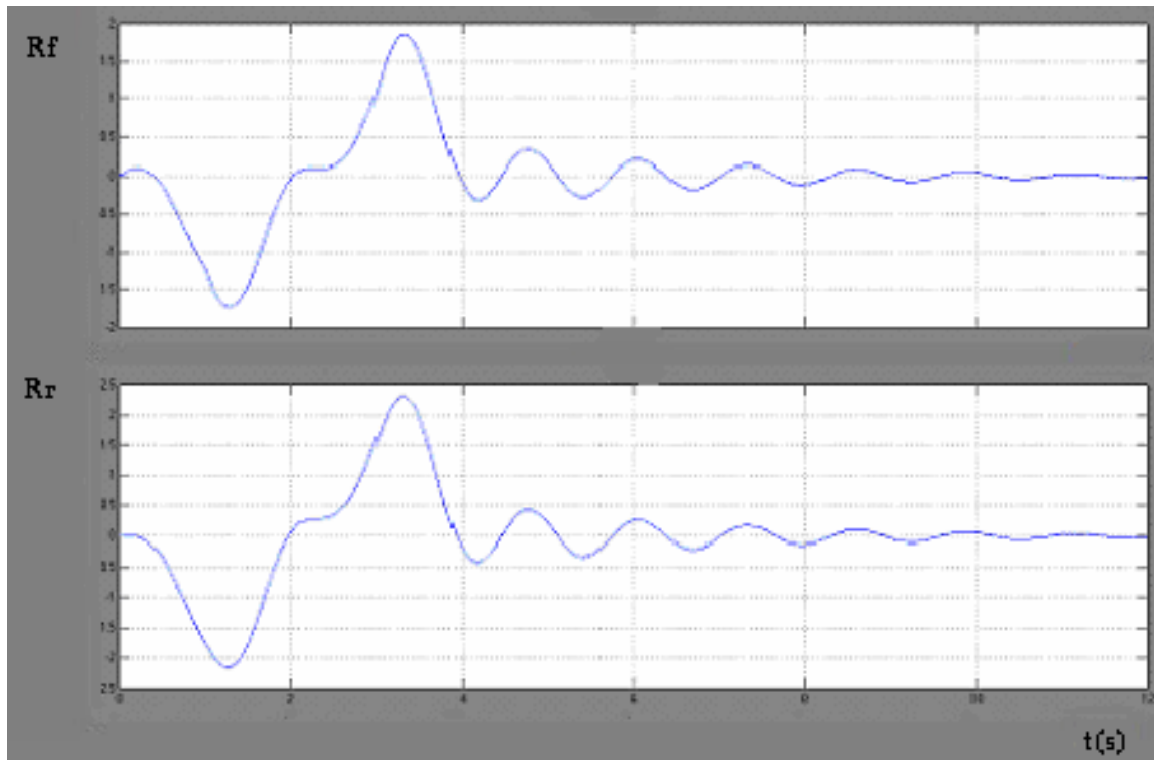


Figura 4.24. R_f y R_r con $v = 11$ m/s

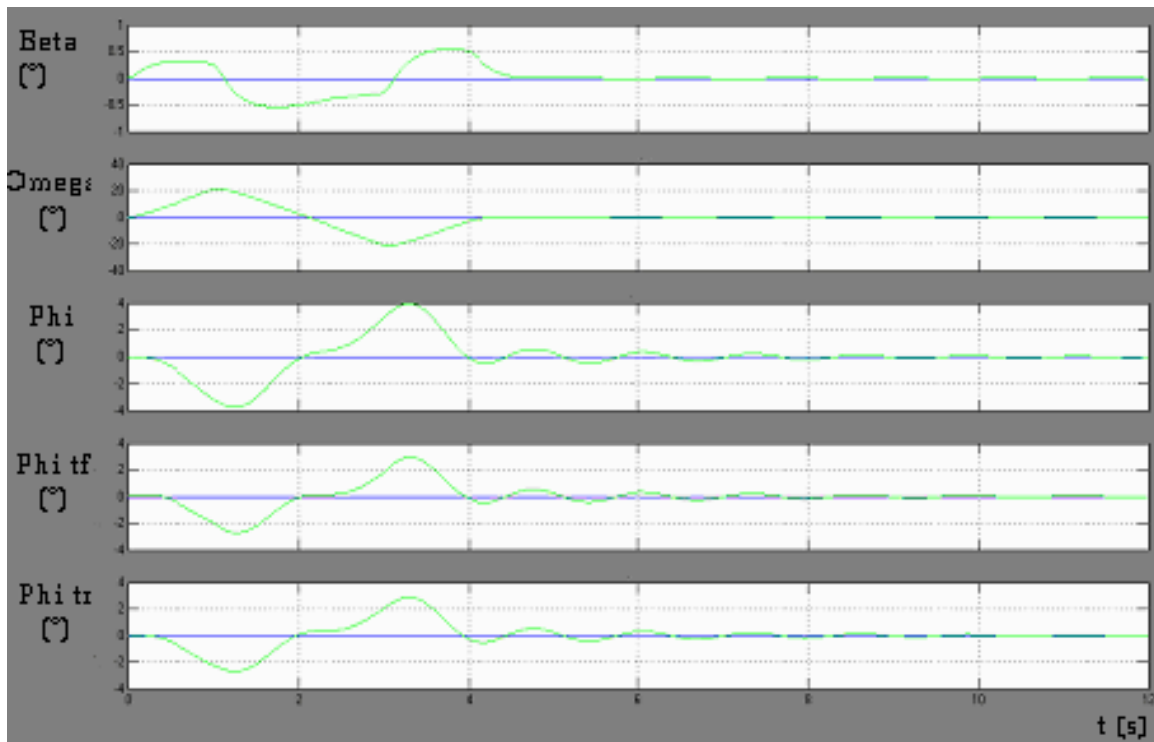


Figura 4.25. Ángulos con $v = 11$ m/s

Con $v = 9$ m/s:

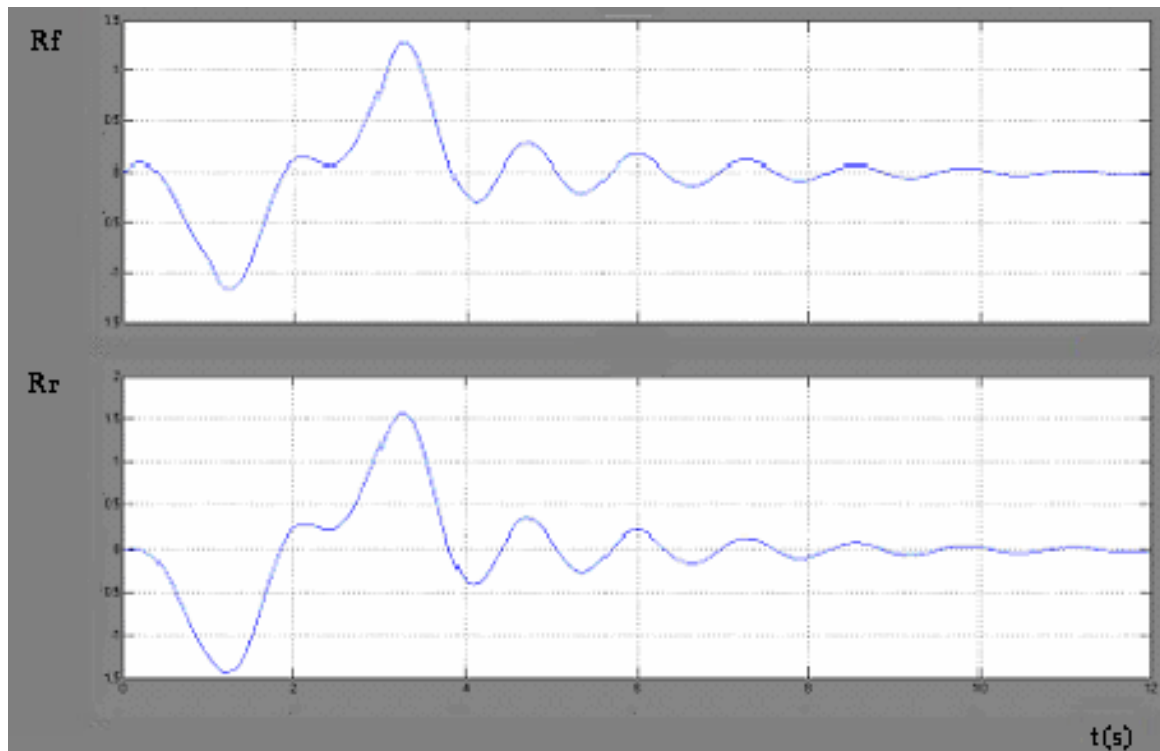


Figura 4.26. R_f y R_r con $v = 9$ m/s

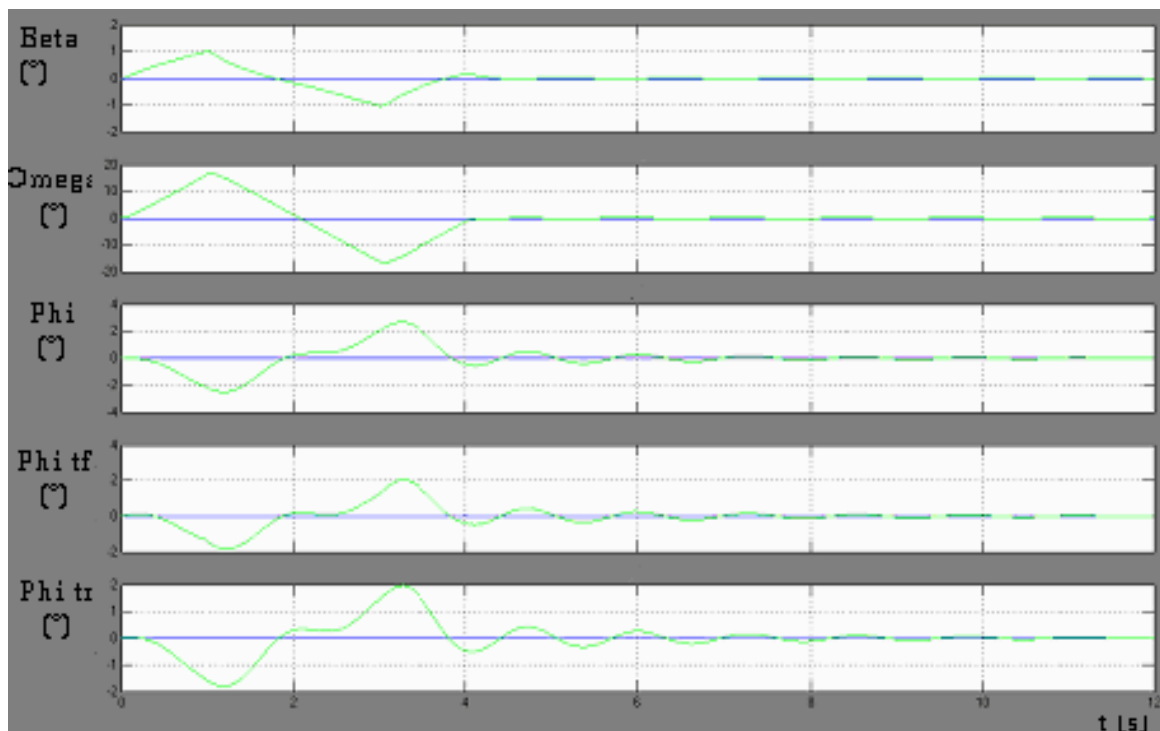


Figura 4.27. Ángulos con $v = 9$ m/s

Con $v = 7$ m/s:

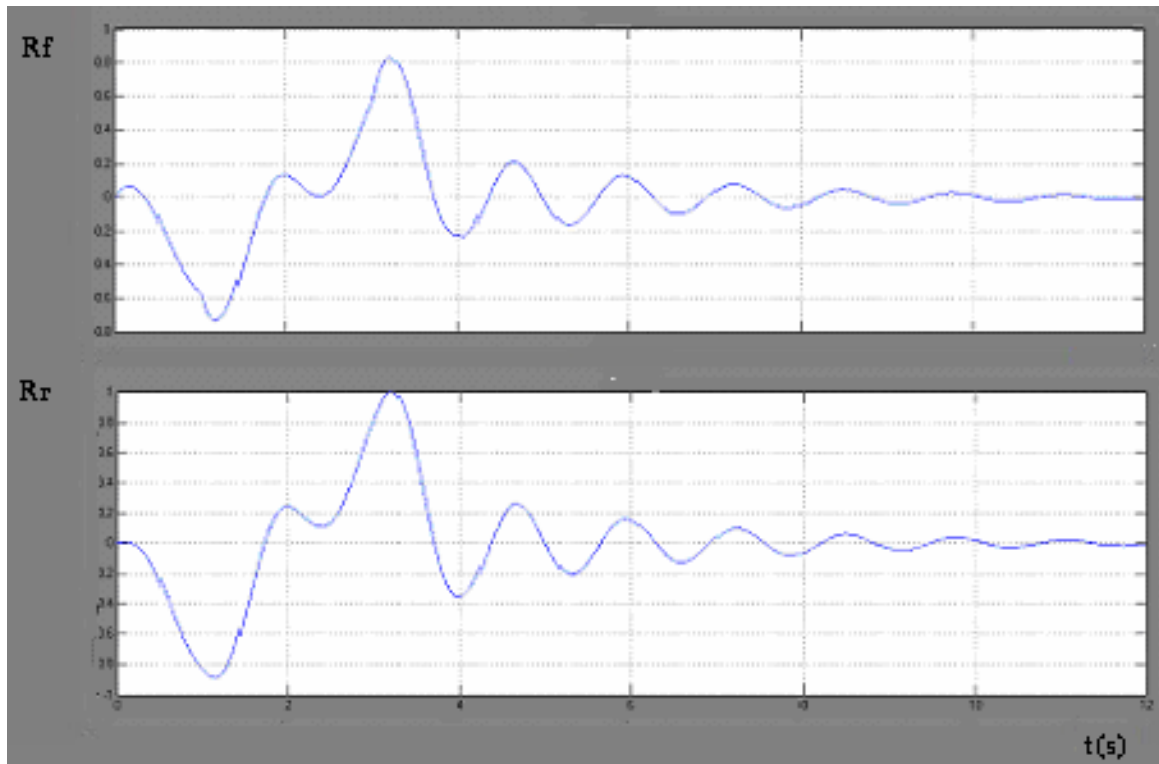


Figura 4.28. R_f y R_r con $v = 7$ m/s

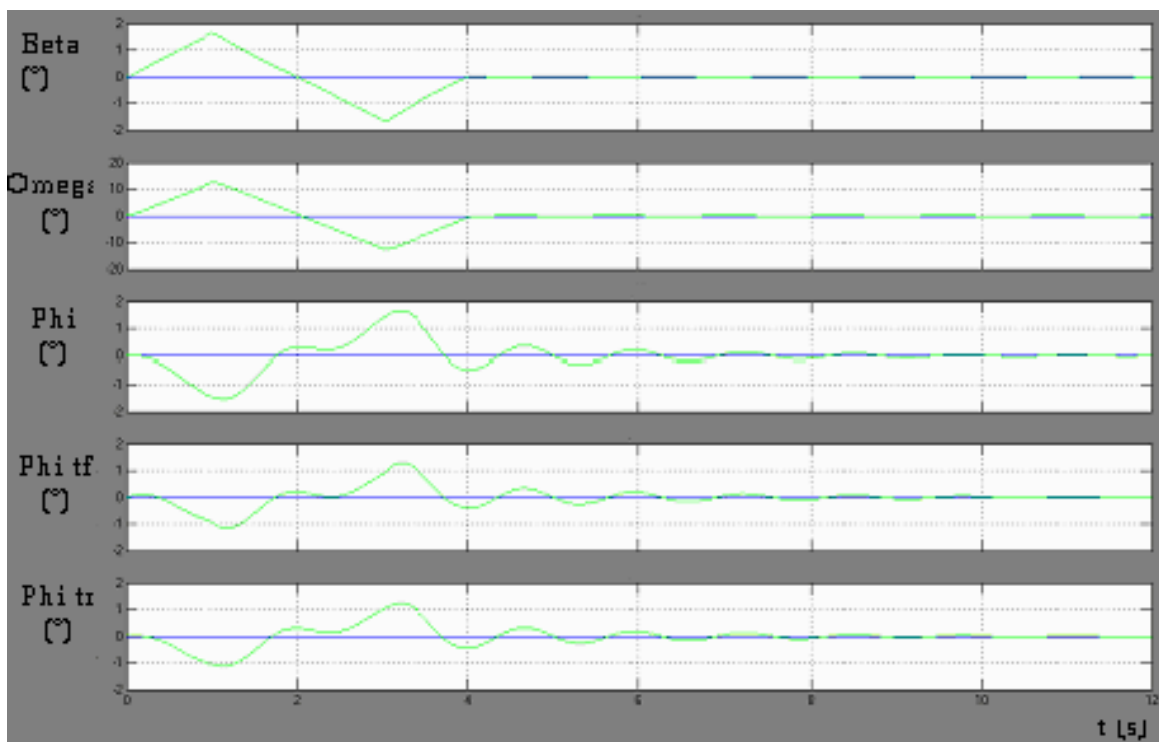


Figura 4.29. Ángulos con $v = 7$ m/s

Con $v = 5$ m/s:

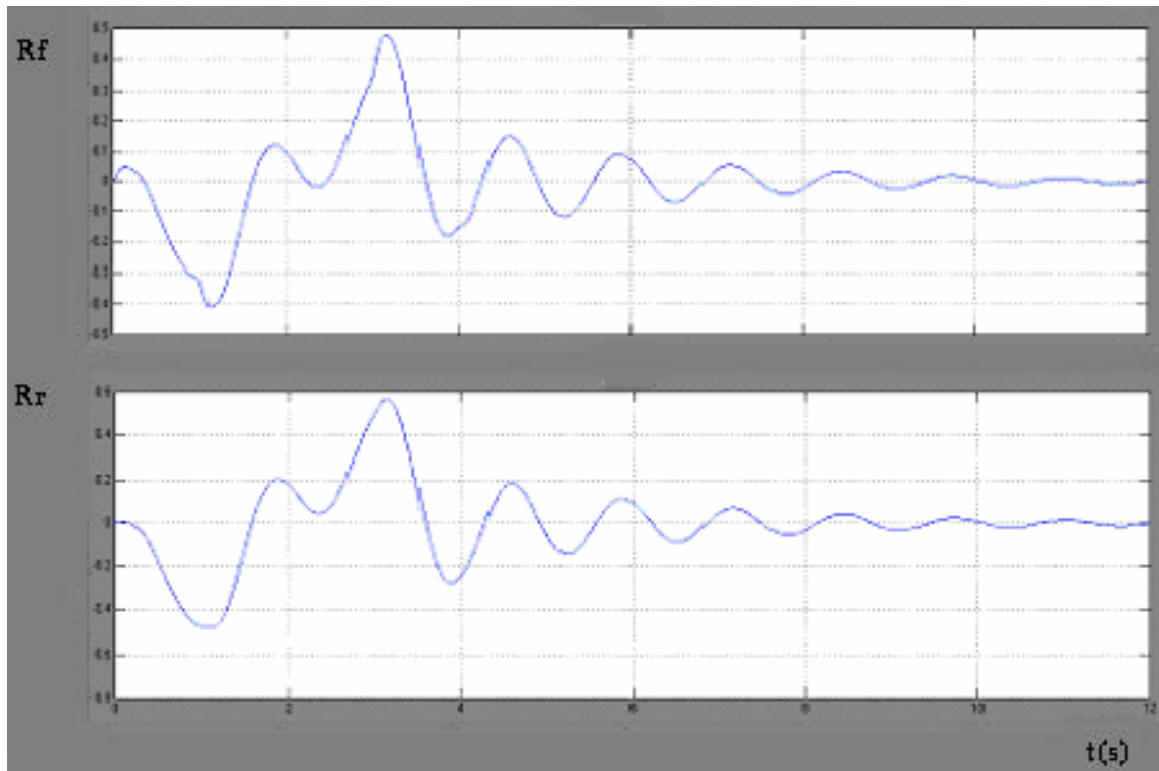


Figura 4.30. R_f y R_r con $v = 5$ m/s

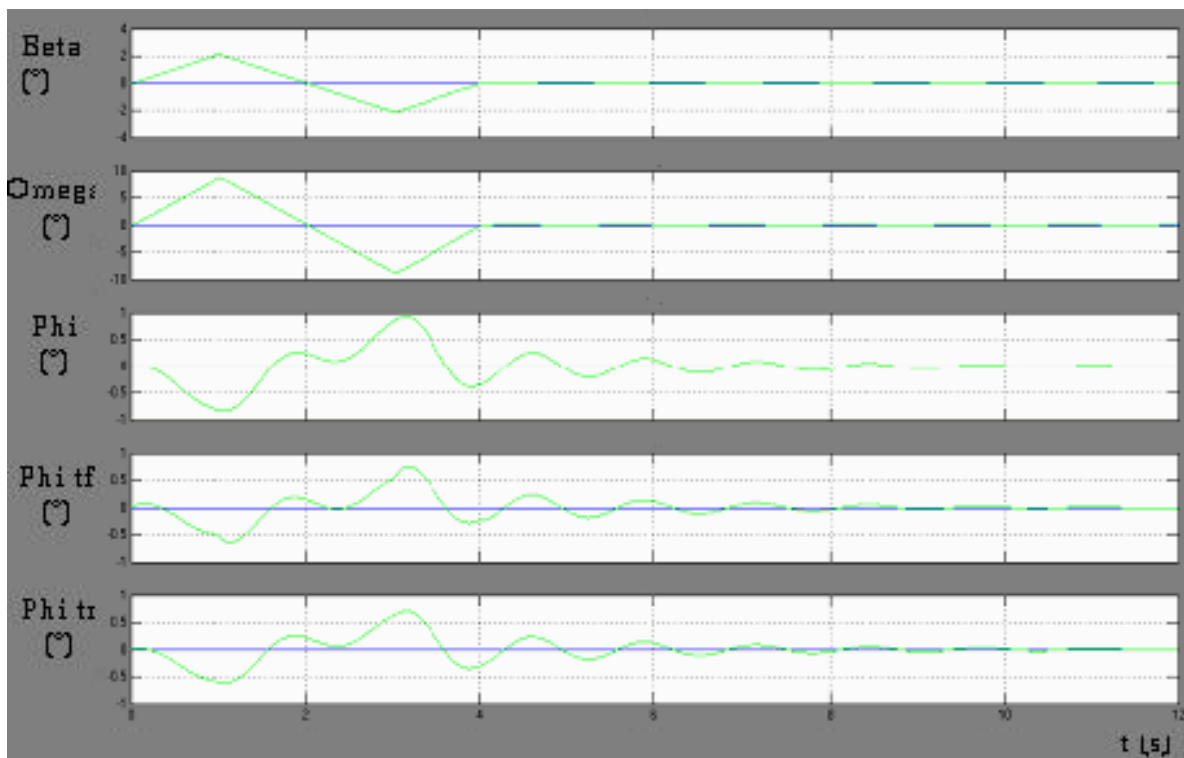


Figura 4.31. Ángulos con $v = 7$ m/s

A simple vista se comprueba que al aumentar las constantes de rigidez de los amortiguadores, se consiguen mayores velocidades sin alcanzar el límite de vuelco. En este caso, para un aumento del 20% de las rigideces de los amortiguadores se puede alcanzar una velocidad de 11 m/s (39.6 Km./h) (Figura 4.20.). Es decir, un aumento del 20% en las rigideces de los amortiguadores implica alcanzar un 22% más de velocidad.

Igualmente, si se disminuye la constante de rigidez también habrá una disminución importante en la transferencia de carga normalizada. Si se disminuyen un 20% las constantes de rigidez con respecto a las iniciales, el vehículo volcará a 7 m/s (25.2 Km./h) (Figura 4.28.). Para una disminución del 20% de las rigideces de los amortiguadores se disminuye un 28,5% la velocidad máxima admisible.

Por otro lado, al aumentar las constantes de rigidez, el amortiguamiento de la señal es mayor (Figura 4.2. y Figura 4.20.), mientras que si se disminuyen dichas constantes, el amortiguamiento será mucho menor (Figura 4.24.).

En cuanto a los ángulos $\beta, \psi, \phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$, un aumento de la constante de rigidez produce una disminución de los mismos (Figura 4.2. y Figura 4.21.), mientras que una disminución de la constante de rigidez significa un aumento de los ángulos (Figura 4.25.).

4.4. Simulación modificando la masa suspendida del vehículo

En este apartado se va a estudiar cómo varían los parámetros de salida al aumentar y disminuir la masa suspendida del vehículo. En concreto, se van a aumentar y disminuir un 20 % la masa suspendida con respecto al valor inicial. El nuevo valor aumentado en un 20% viene definido en la tabla 4.5., el valor disminuido en un 20% aparece en la tabla 4.6., mientras que el resto de valores serán los dados por la tabla 4.1.

Tabla 4.6. Valores de $m_{sus} + 20\%$

Parámetros	Valor
m_{sus}	14.984,4 Kg

Tabla 4.7. Valores de $m_{sus} - 20\%$

Parámetros	Valor
m_{sus}	9.989,6 Kg

Se va a simular el sistema para las mismas velocidades que en el caso anterior, para así poder comparar la influencia de aumentar o disminuir la masa suspendida del vehículo.

Simulación con m_{sus} aumentada un 20 % con respecto al valor inicial.

Con $v = 11$ m/s:

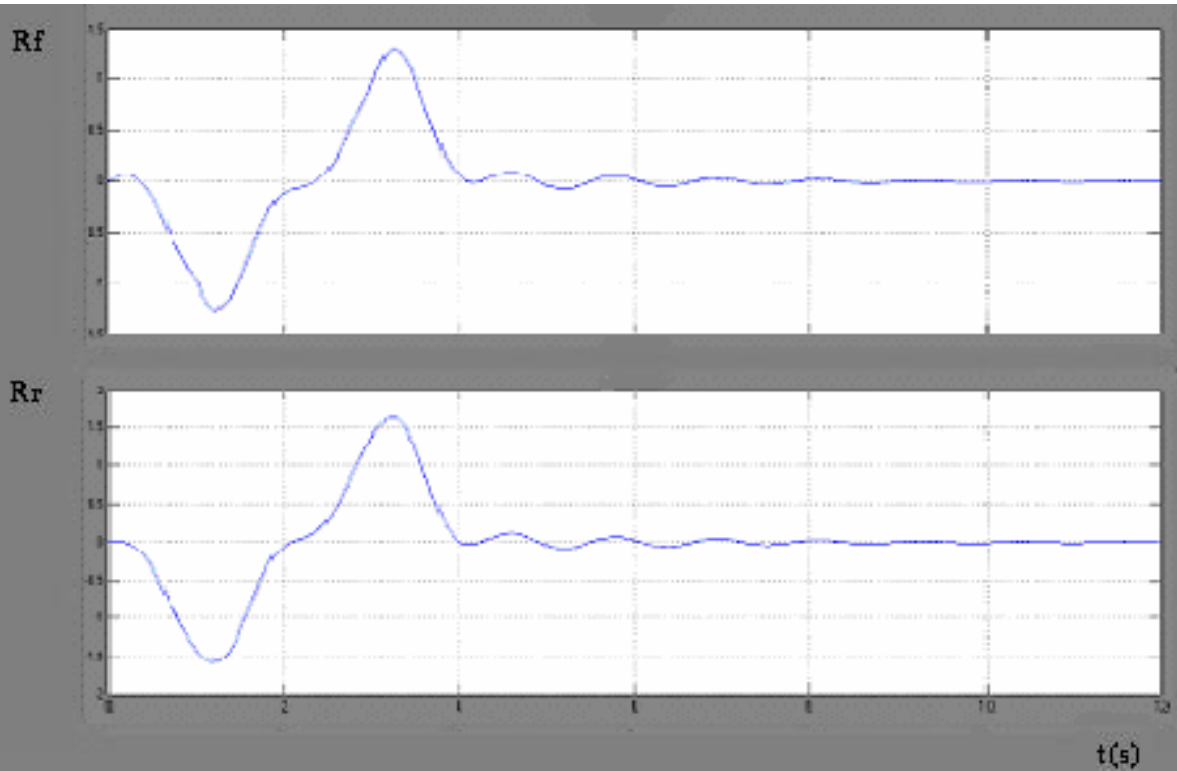
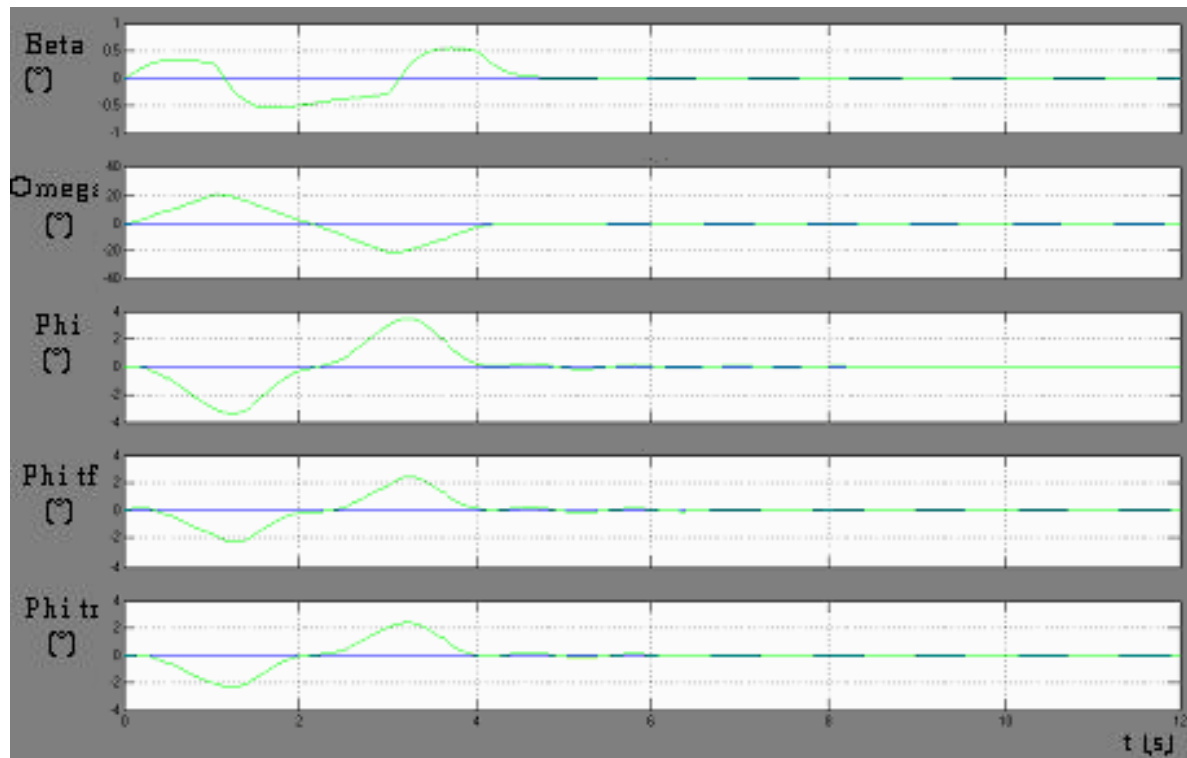
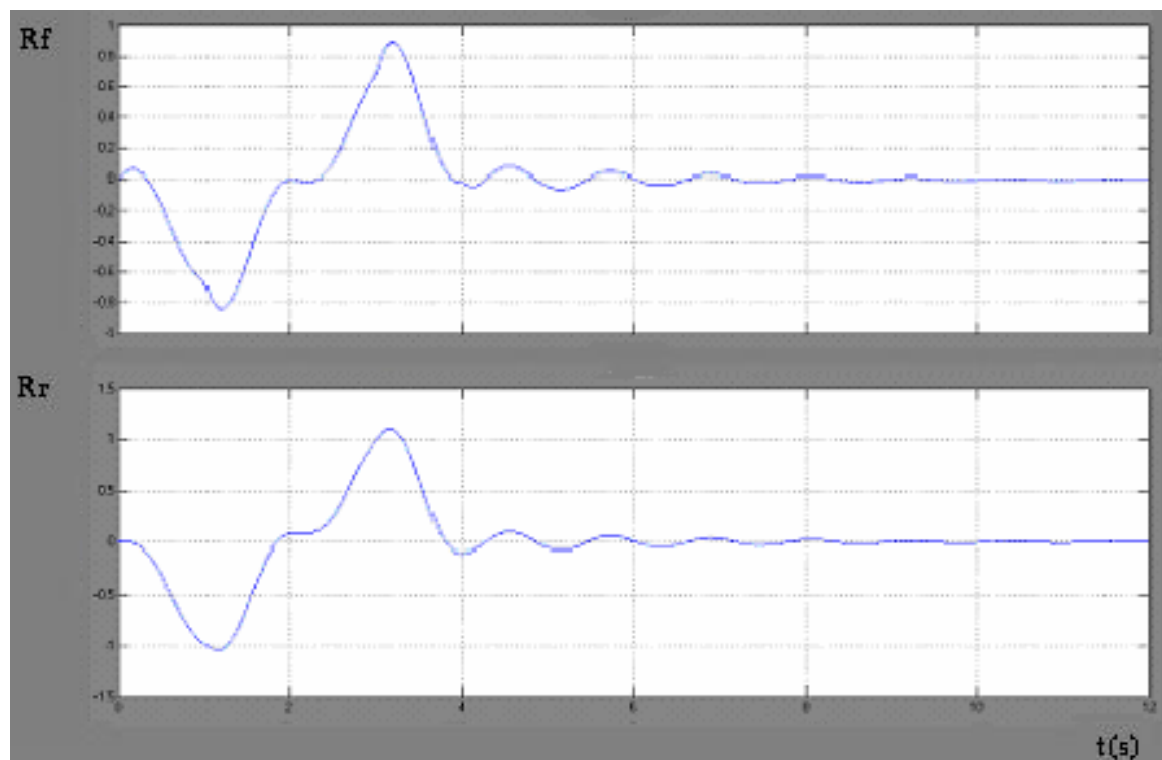
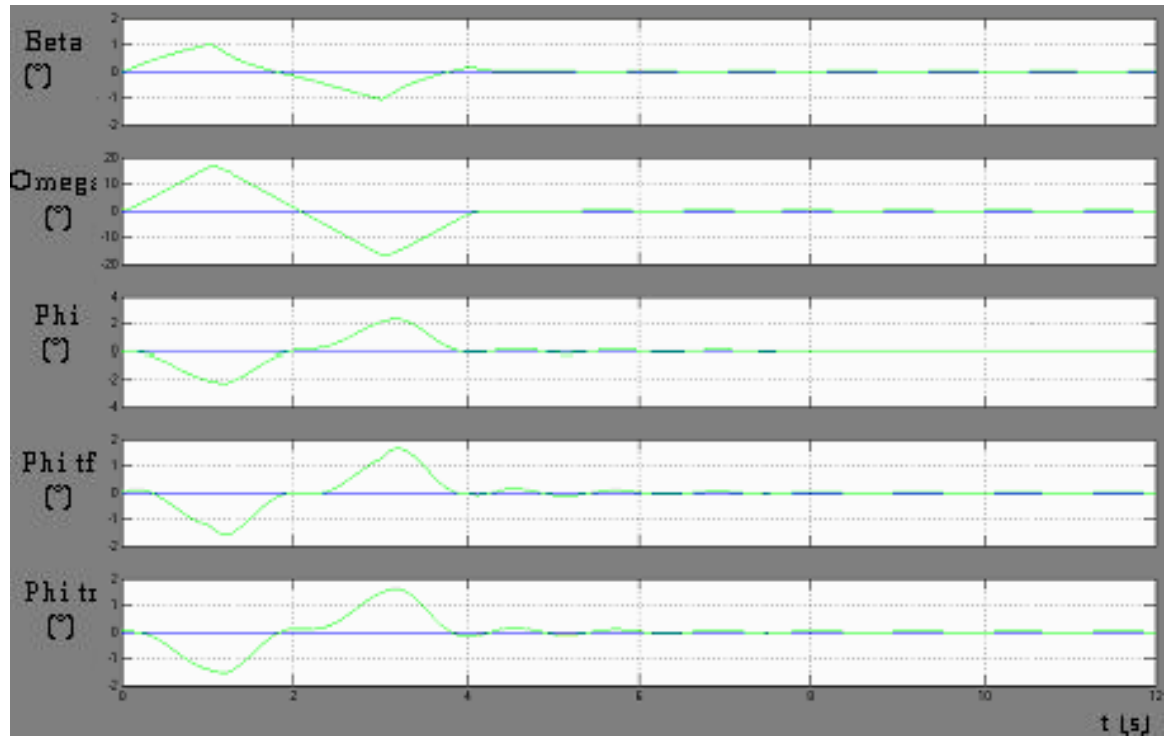


Figura 4.32. R_f y R_r con $v = 11$ m/s

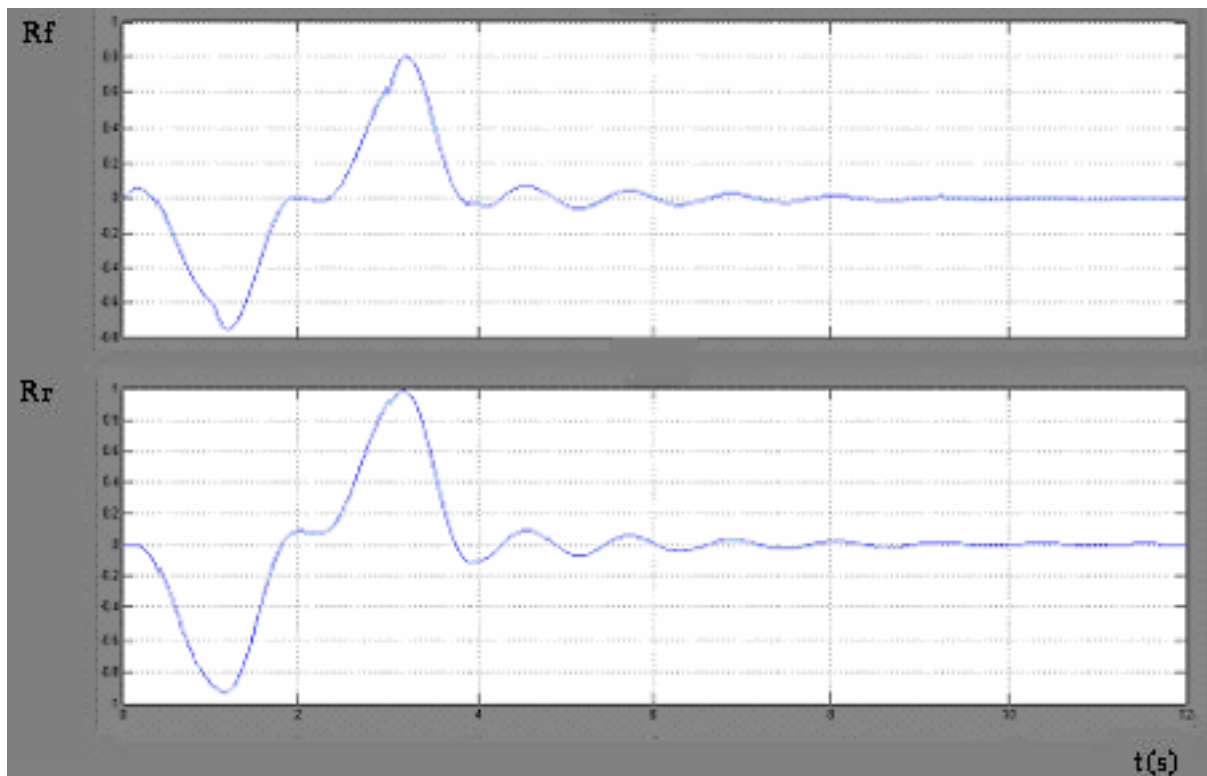
Figura 4.33. Ángulos con $v = 11$ m/s

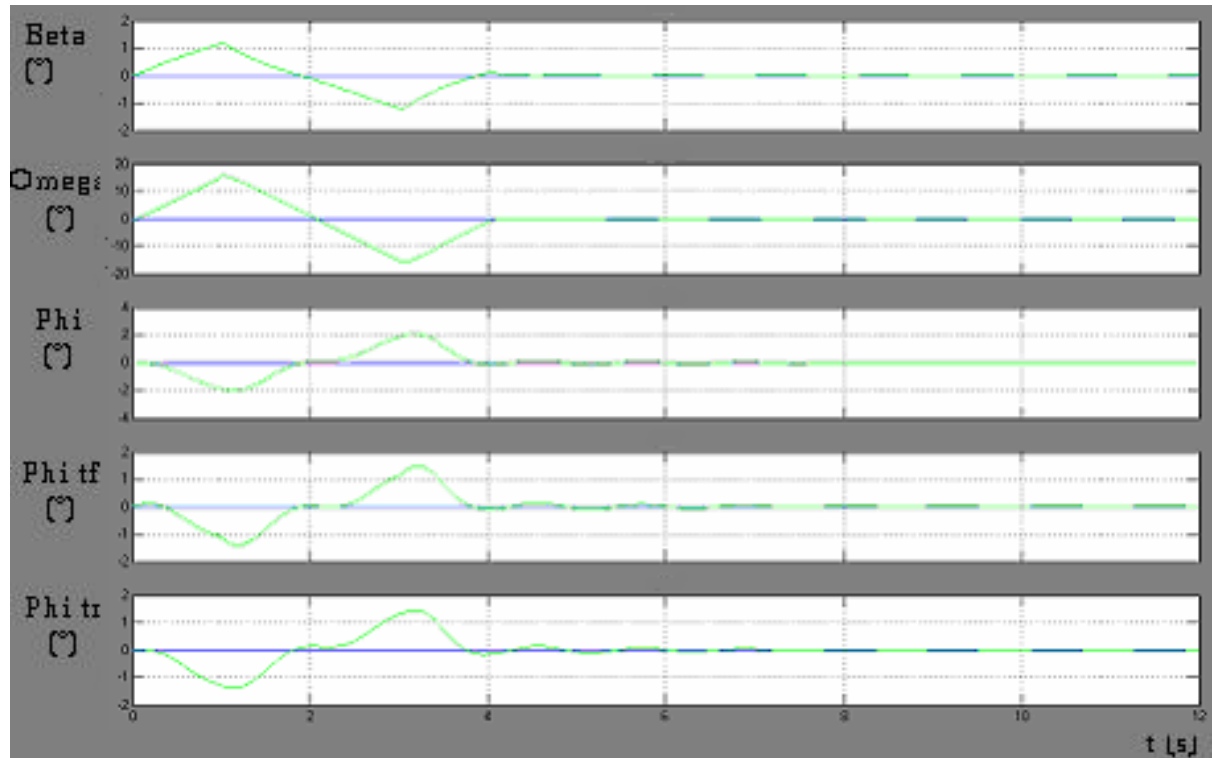
Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.34. R_f y R_r con $v = 9$ m/s

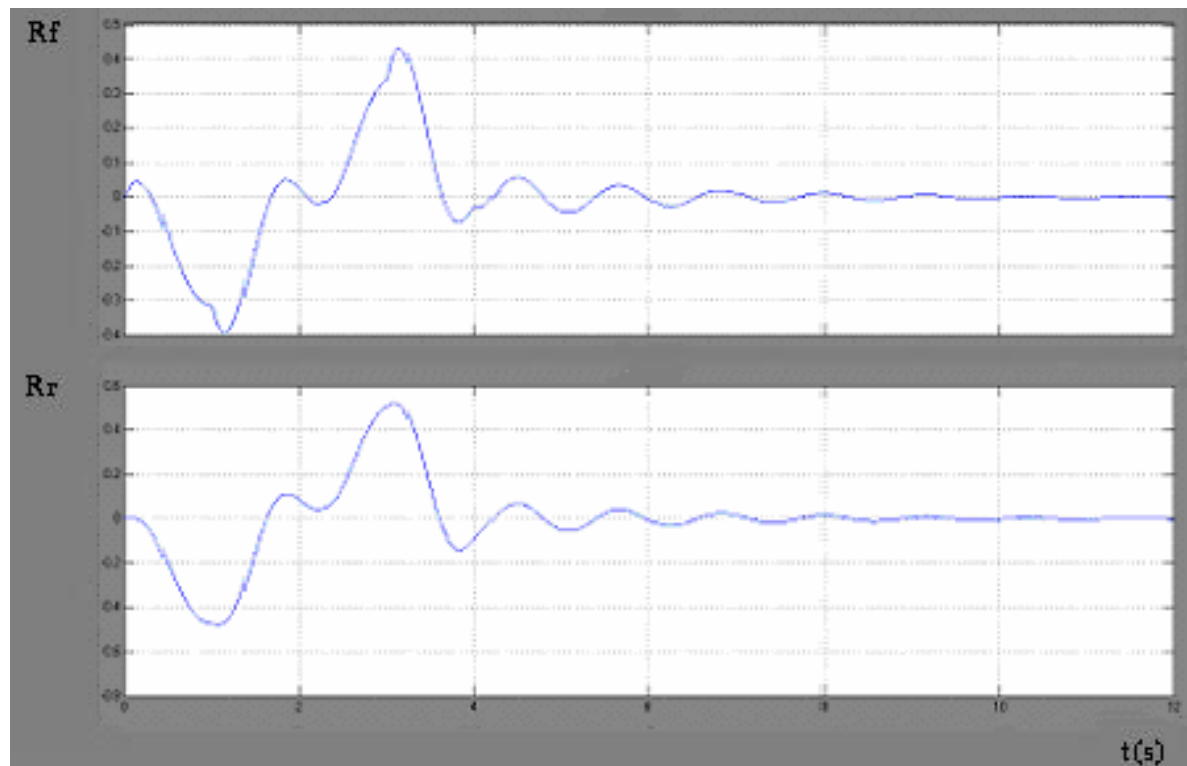
Figura 4.35. Ángulos con $v = 9$ m/s

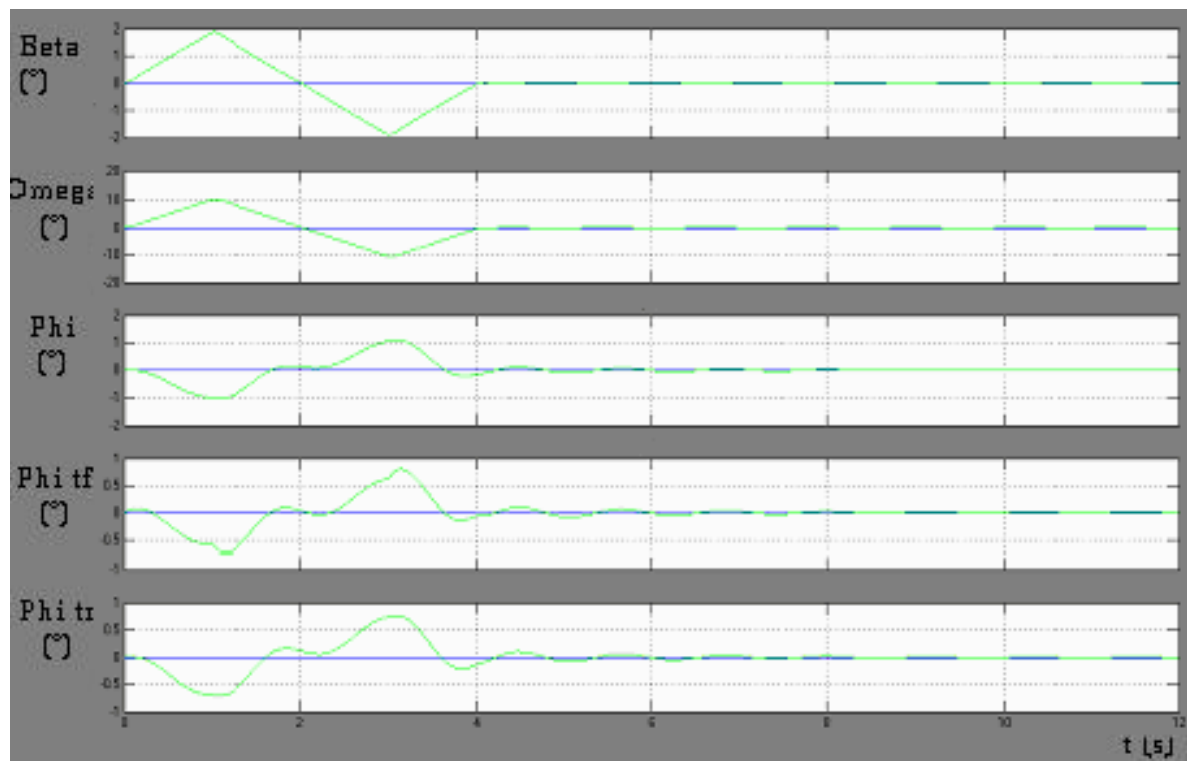
Con $v = 8.5$ m/s:

Figura 4.36. R_f y R_r con $v = 8.5$ m/s

Figura 4.37. Ángulos con $v = 8.5$ m/s

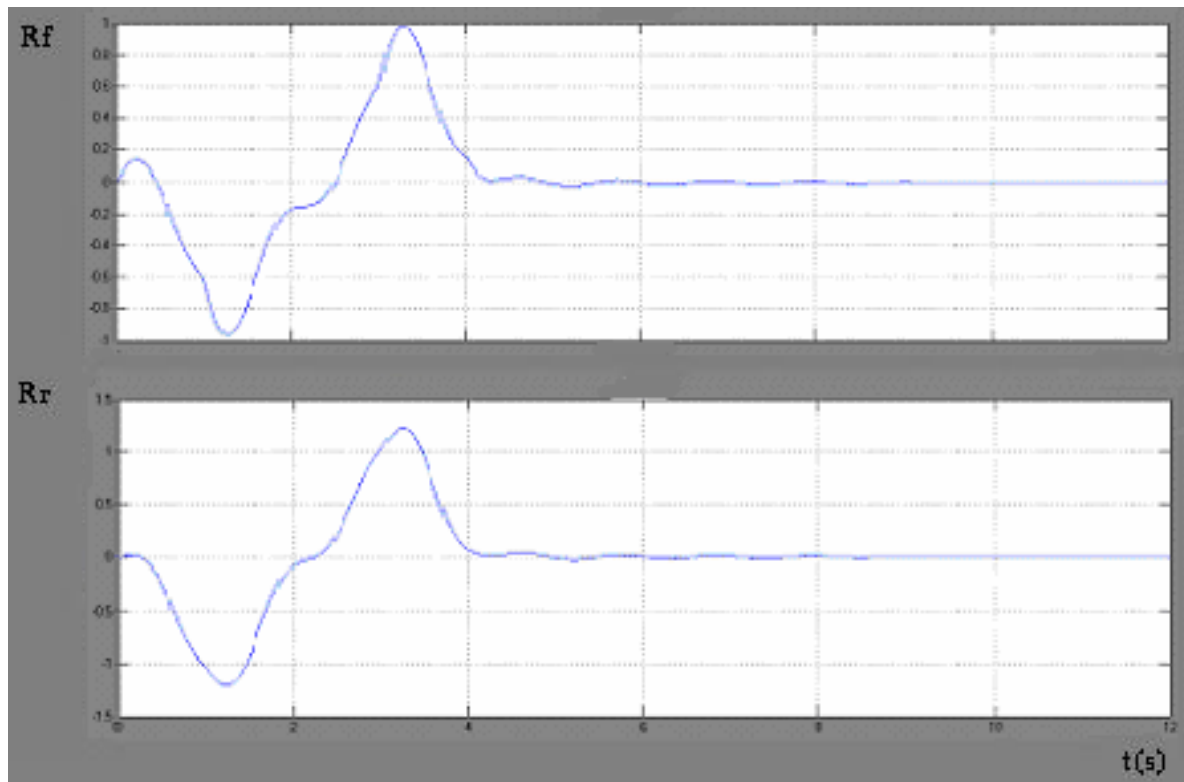
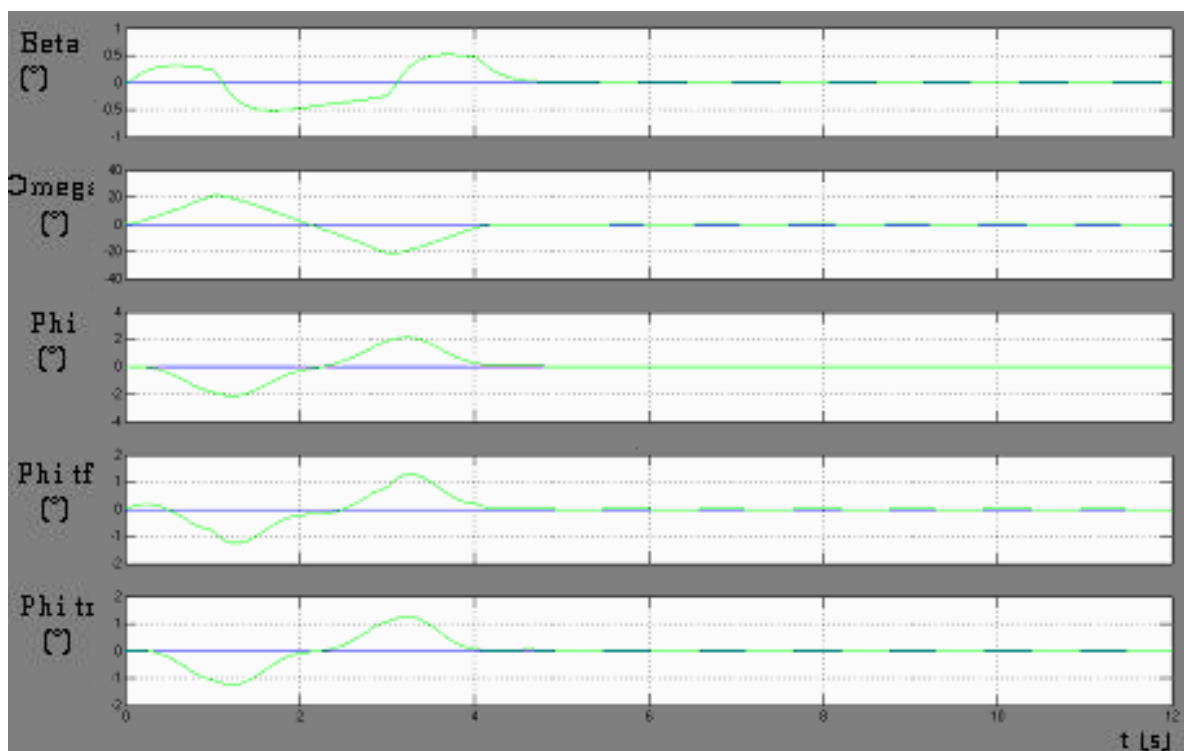
Con $v = 6$ m/s:

Figura 4.38. R_f y R_r con $v = 6$ m/s

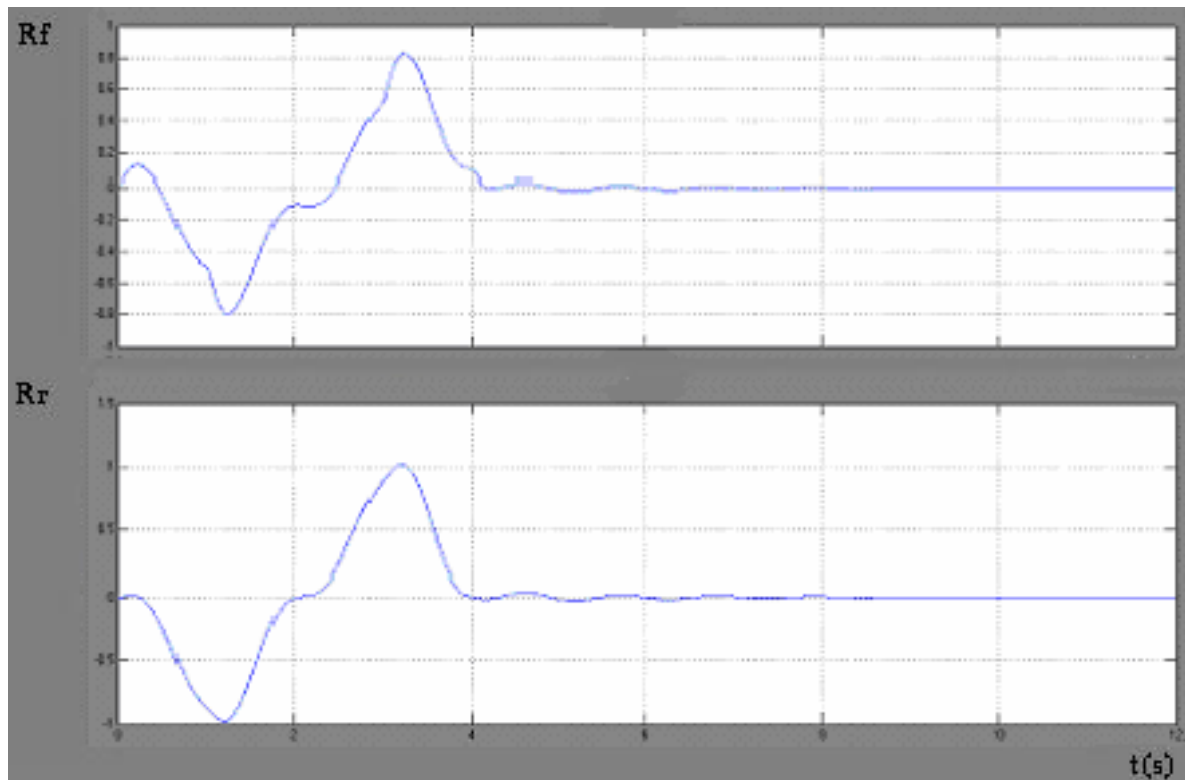
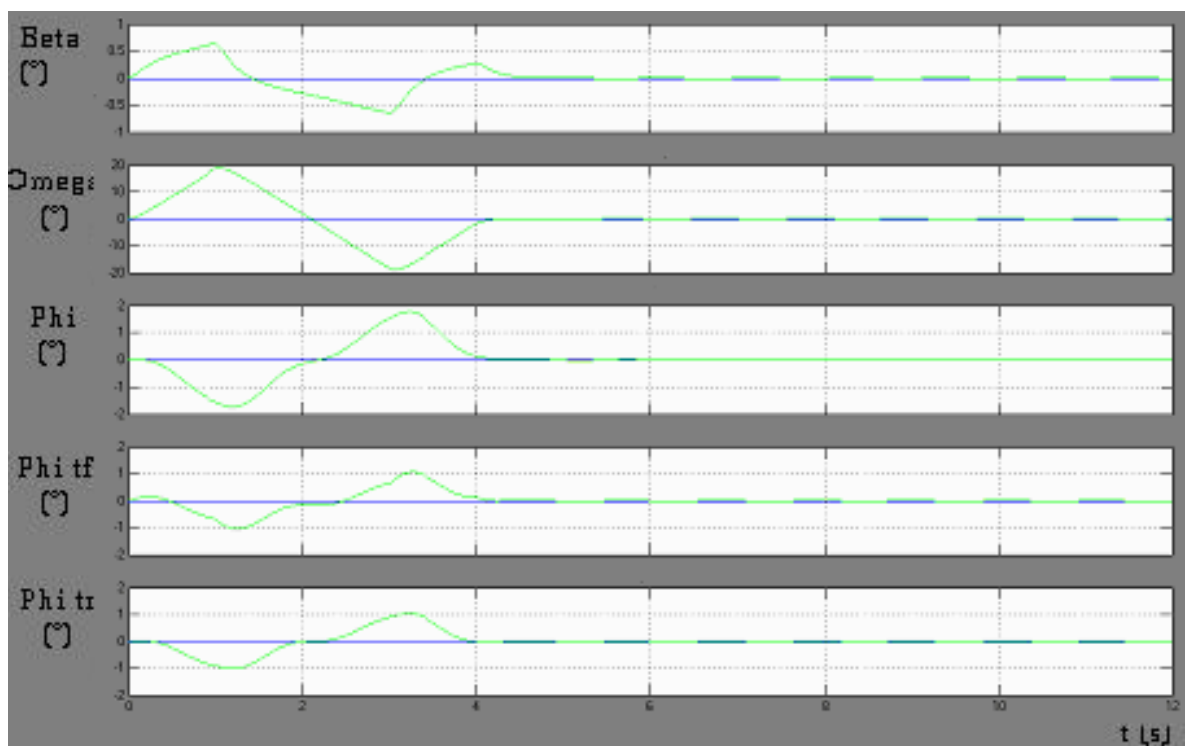
Figura 4.39. Ángulos con $v = 6$ m/s

Simulación con m_{sus} disminuida un 20 % con respecto al valor inicial.

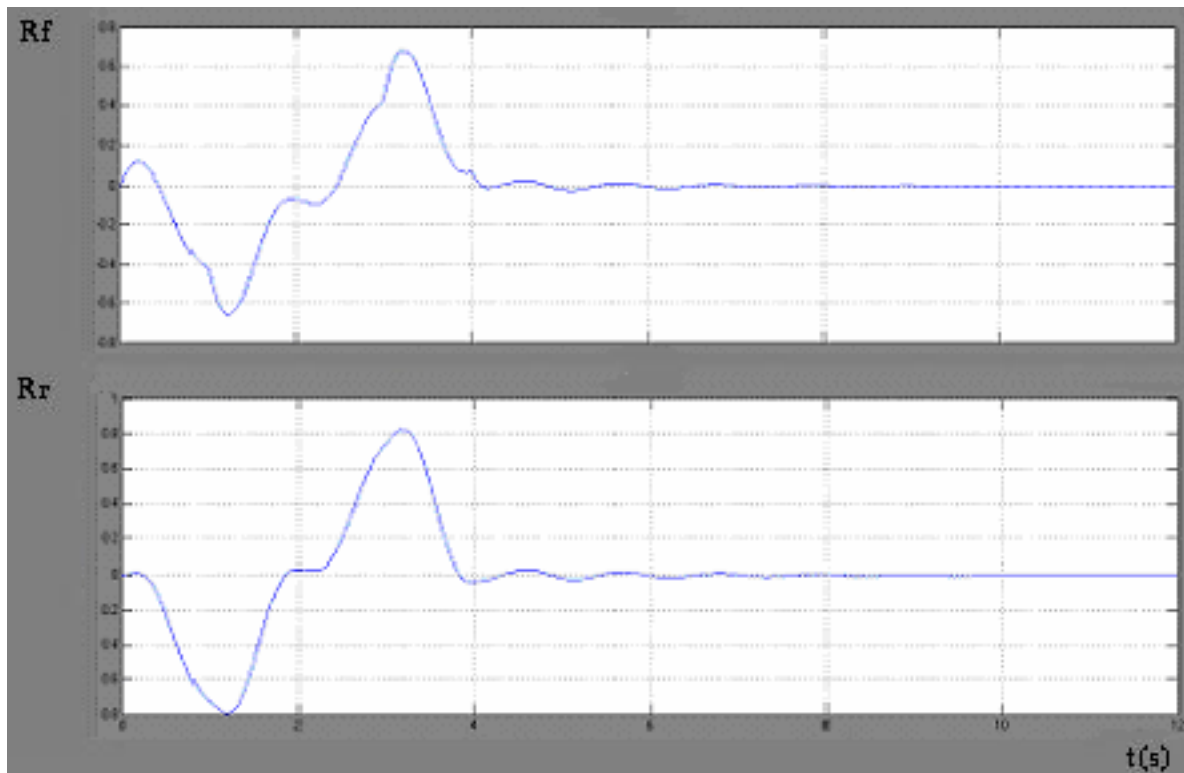
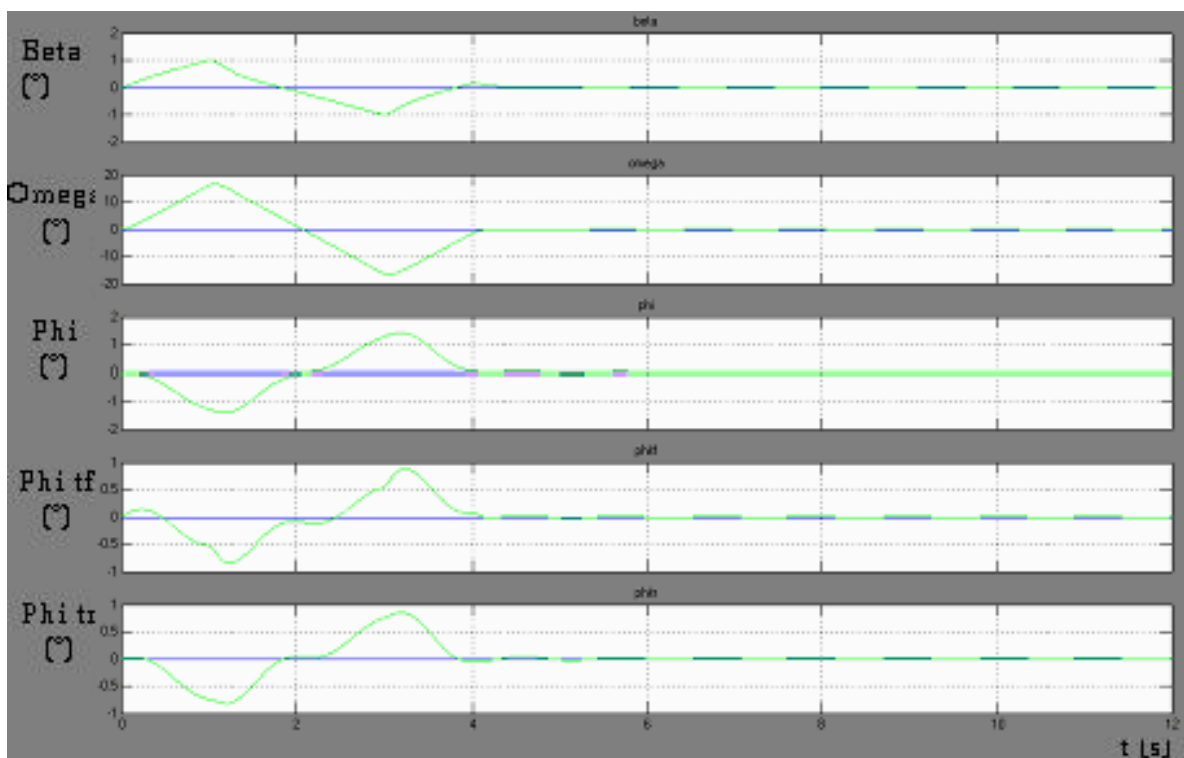
Con $v = 11$ m/s:

Figura 4.40. R_f y R_r con $v = 11$ m/sFigura 4.41. Ángulos con $v = 11$ m/s

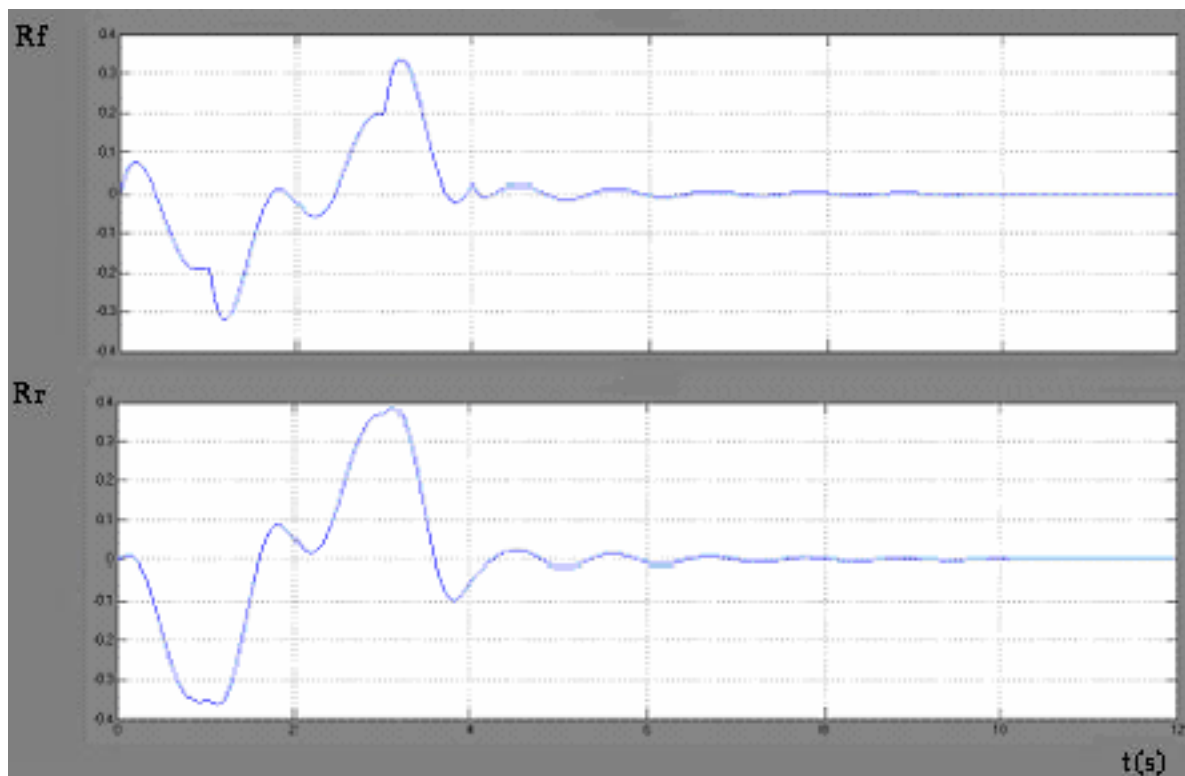
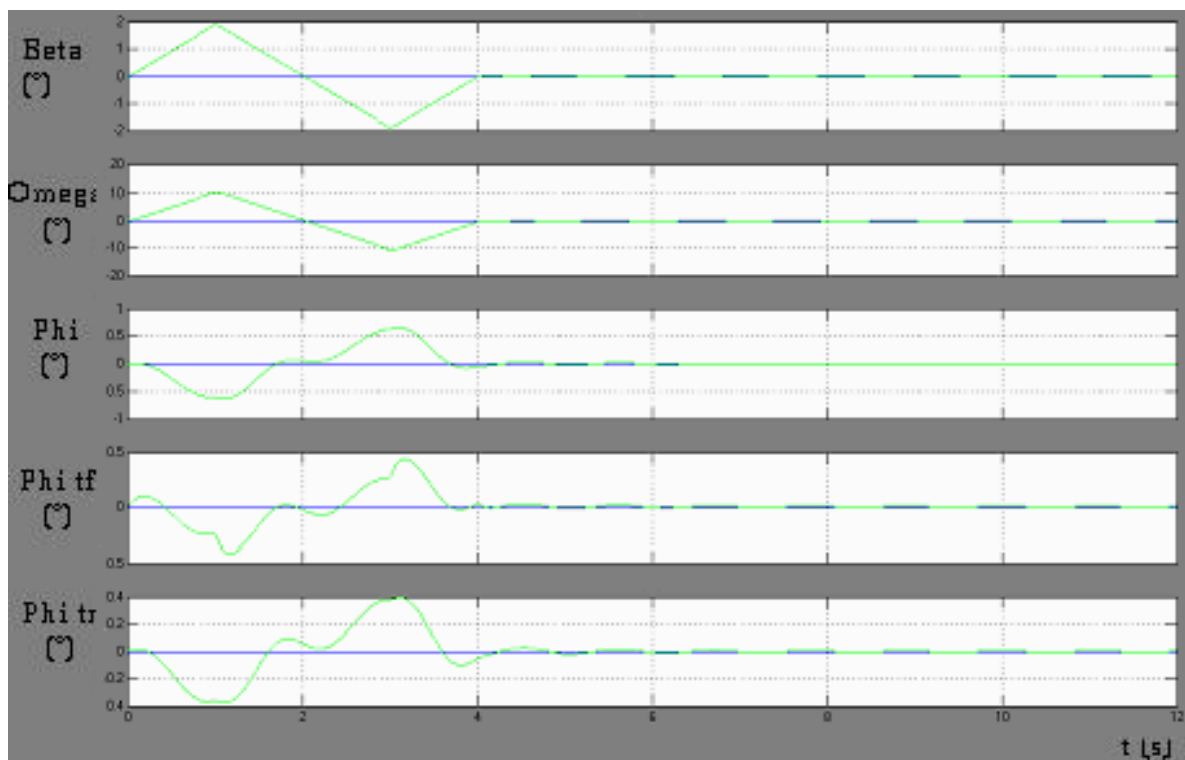
Con $v = 10$ m/s:

Figura 4.42. R_f y R_r con $v = 10$ m/sFigura 4.43. Ángulos con $v = 10$ m/s

Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.44. R_f y R_r con $v = 9$ m/sFigura 4.45. Ángulos con $v = 9$ m/s

Con $v = 6$ m/s:

Figura 4.46. R_f y R_r con $v = 6$ m/sFigura 4.47. Ángulos con $v = 6$ m/s

Con el estudio del último caso se comprueba la gran influencia que tiene la masa suspendida en el vuelco del vehículo, lo que se traduce en la realidad como la carga que transporta el vehículo.

Se comprueba que al aumentar en un 20 % la masa suspendida del vehículo, el mismo volcará a una menor velocidad, 8.5 m/s (30.6 Km./h) (Figura 4.36), mientras que si se disminuye la masa suspendida, el vuelco se producirá a 10 m/s (36 Km./h) (Figura 4.42). Es lógico pensar que una mayor masa produce una mayor carga lateral que facilita el vuelco. A nivel porcentual, aumentar un 20% la masa suspendida del vehículo implica alcanzar un 5,9% menos de velocidad, mientras que disminuir un 20% la masa suspendida del vehículo significa que se pueden alcanzar velocidades unos 11,1% mayores.

También se comprueba que una mayor masa suspendida conduce a una menor disipación de la transferencia de carga normalizada con respecto al tiempo (Figuras 4.2. y 4.32.), mientras que una menor masa suspendida mejora la disipación de la misma (Figuras 4.2. y 4.40.).

Estudiando los ángulos $\beta, \psi, \phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$, se comprueba que las variables β, ψ no varían con la variación de la masa suspendida. No obstante $\phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$, si que lo hacen, aumentando con el aumento de la masa suspendida y disminuyendo con la disminución de la misma (Figuras 4.3., 4.33. y 4.41.). Es muy intuitivo el hecho de que los ángulos de balanceo de la masa suspendida y los ángulos de balanceo de las masas no suspendidas trasera y delantera, dependen de la masa suspendida.

Aunque se han comparado las gráficas de 11 m/s, estos resultados son igualmente visibles para el resto de velocidades simuladas.

4.5. Simulación aumentando las constantes de rigidez, las constantes de amortiguamiento y la masa suspendida del vehículo

En este caso, se va a estudiar cómo varían los parámetros de salida al aumentar y disminuir las constantes de amortiguamiento, las constantes de rigidez y la masa suspendida del vehículo, para ver si existe una linealidad entre la modificación de estos parámetros y la velocidad longitudinal del vehículo a la que se inicia el vuelco. En concreto, se van a aumentar y disminuir un 20%. Los nuevos valores aumentados en un 20% vienen definidos en la tabla 4.8., mientras que los valores disminuidos en un 20% se muestran en la tabla 4.9. El resto de valores serán los dados por la tabla 4.1.

Tabla 4.8. Valores aumentados un 20% con respecto a los iniciales

Parámetros	Valor
m_s	14.984,4 Kg.
k_f, k_r	456×10^3 Nm/rad, 820.8×10^3 Nm/rad
b_f, b_r	120×10^3 N/rad, 120×10^3 N/rad

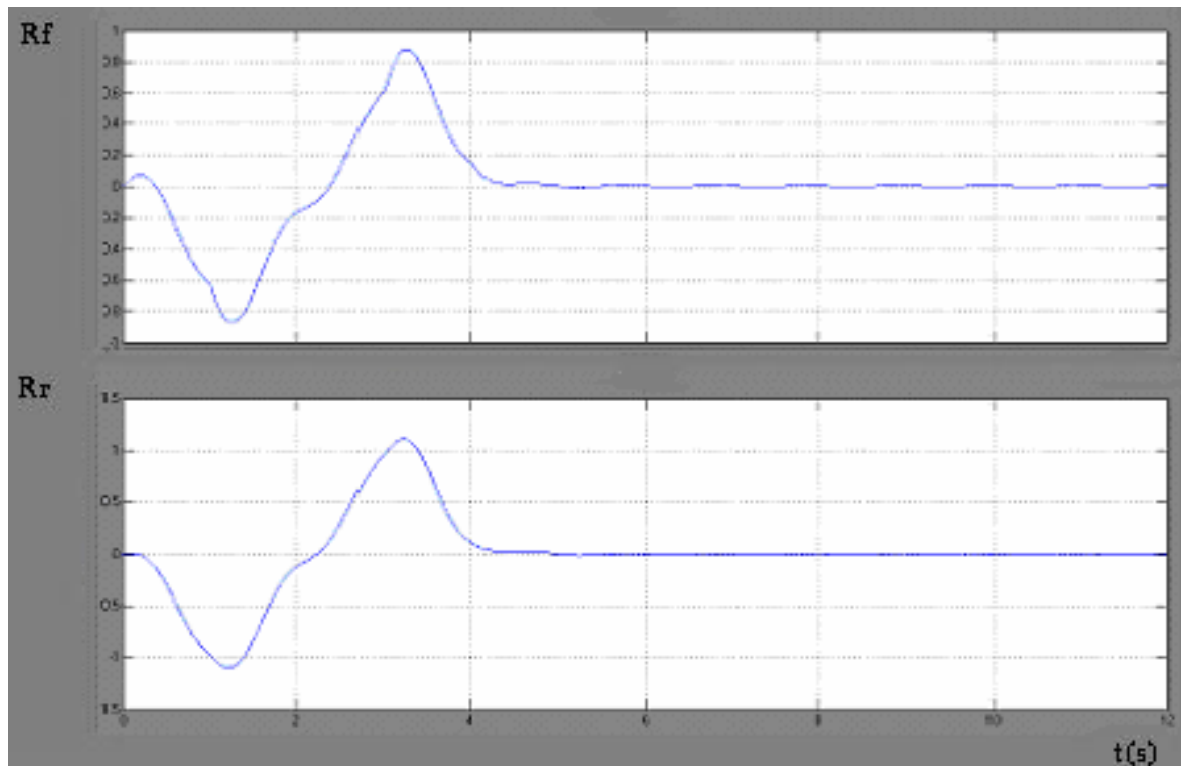
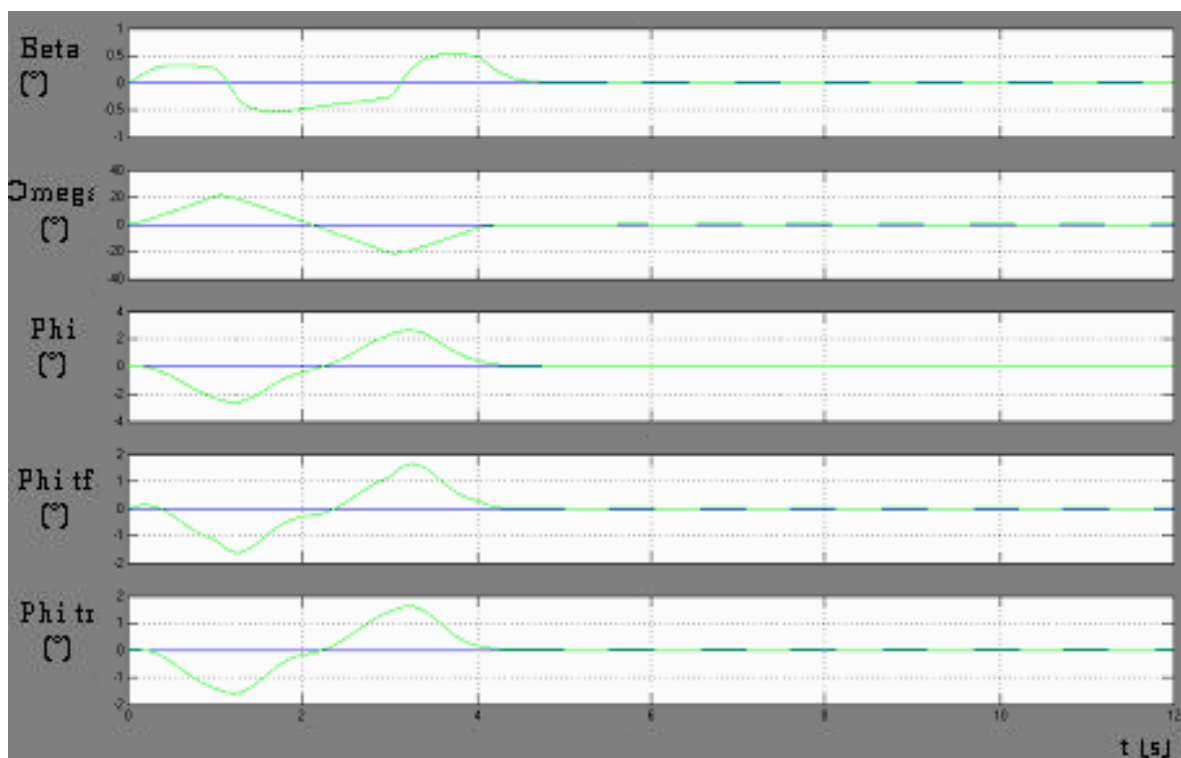
Tabla 4.9. Valores disminuidos un 20% con respecto a los iniciales

Parámetros	Valor
m_s	9.989,6 Kg.
k_f, k_r	304×10^3 Nm/rad, 547.2×10^3 Nm/rad
b_f, b_r	80×10^3 N/rad, 80×10^3 N/rad

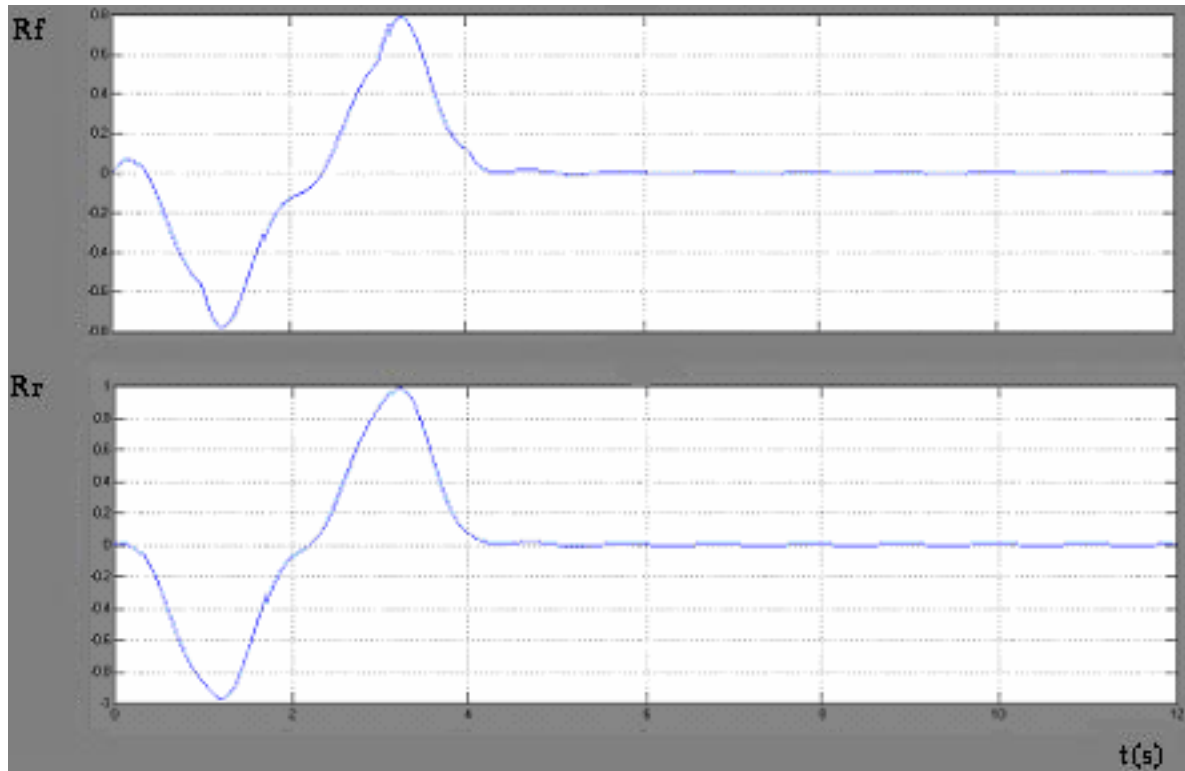
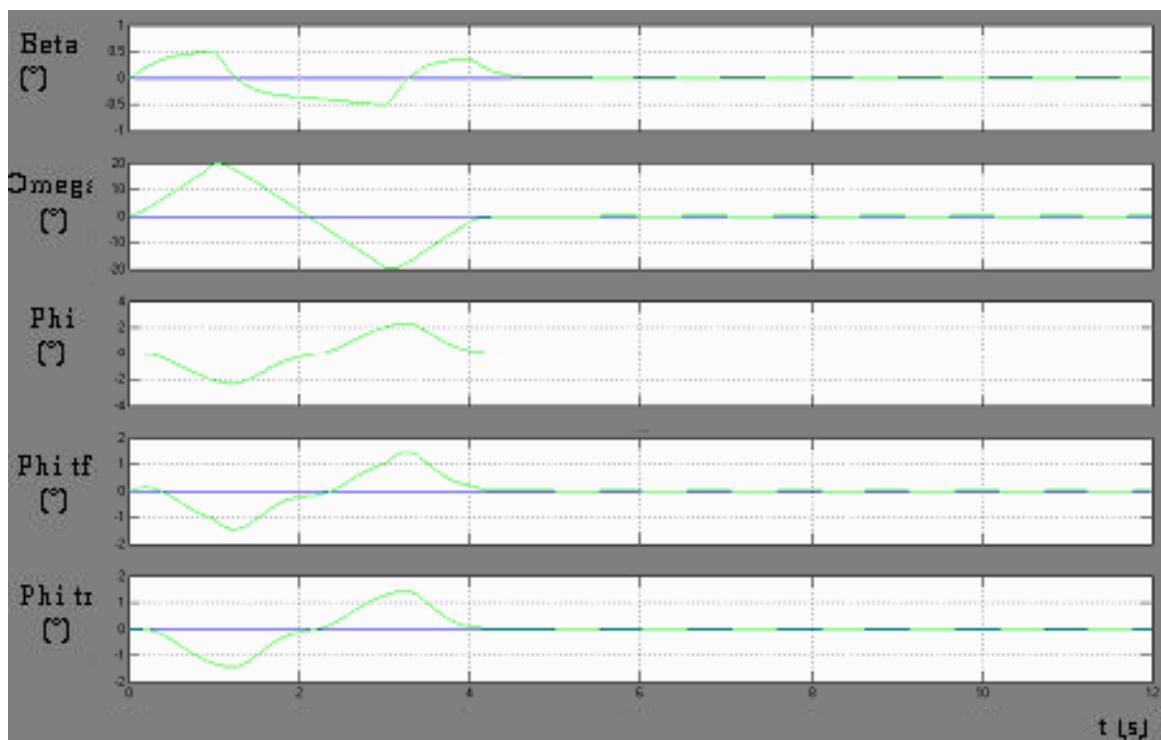
Se va a simular el sistema para las mismas velocidades que en el caso anterior, para así poder comparar la influencia de aumentar o disminuir al mismo tiempo todos los parámetros ya nombrados.

Simulación con los valores aumentados un 20 % con respecto a los valores iniciales.

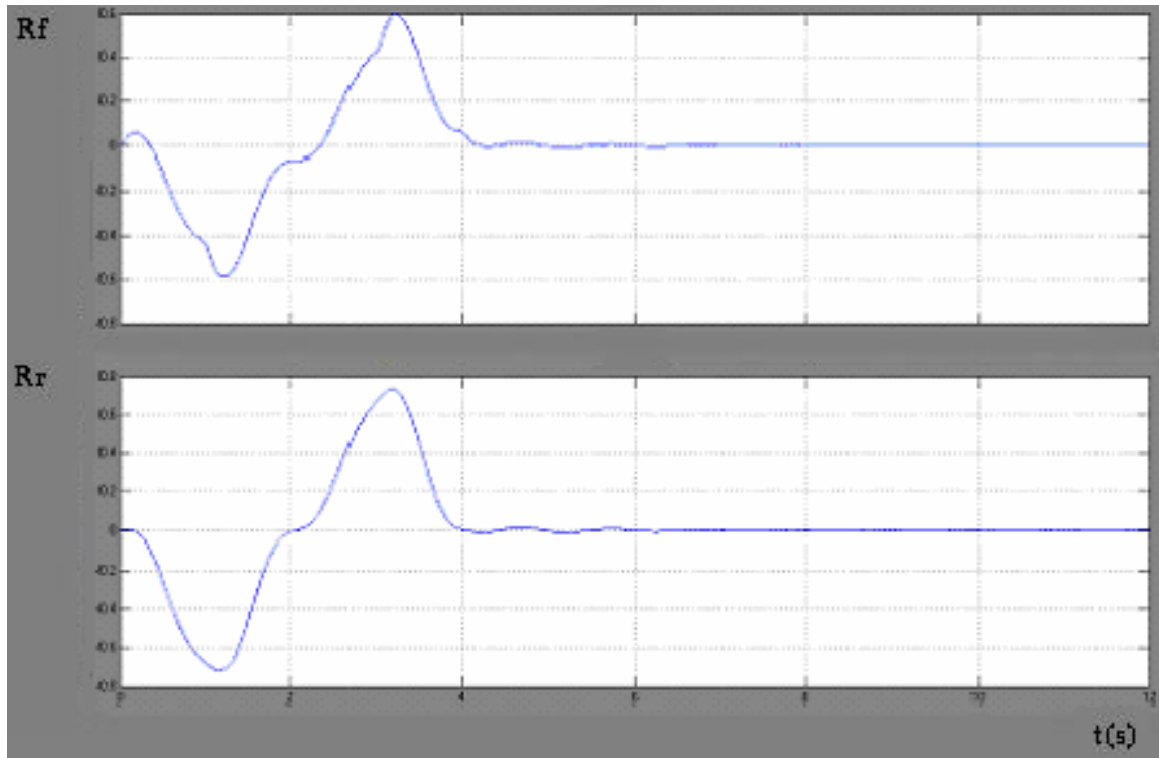
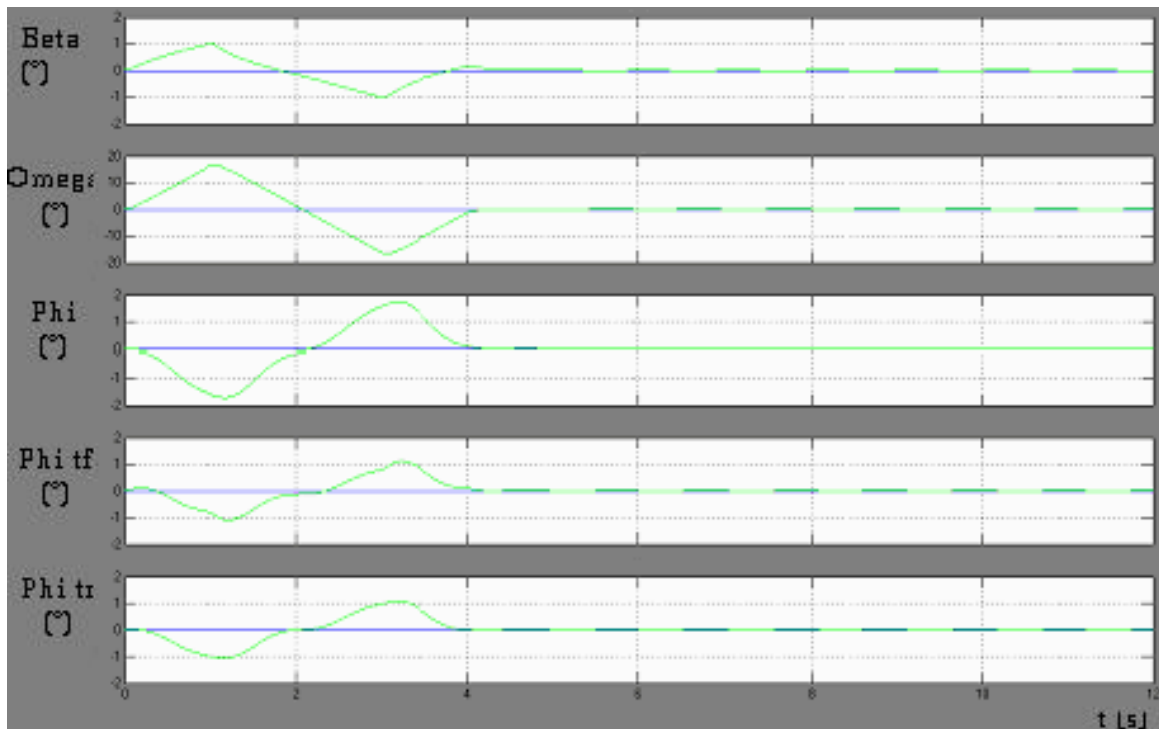
Con $v = 11$ m/s:

Figura 4.48. R_f y R_r con $v = 11$ m/sFigura 4.49. Ángulos con $v = 11$ m/s

Con $v = 10.4$ m/s:

Figura 4.50. R_f y R_r con $v = 10.4$ m/sFigura 4.51. Ángulos con $v = 10.4$ m/s

Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.52. R_f y R_r con $v = 9$ m/sFigura 4.53. Ángulos con $v = 9$ m/s

Simulación con los valores disminuidos un 20 % con respecto a los iniciales.

Con $v = 9$ m/s:

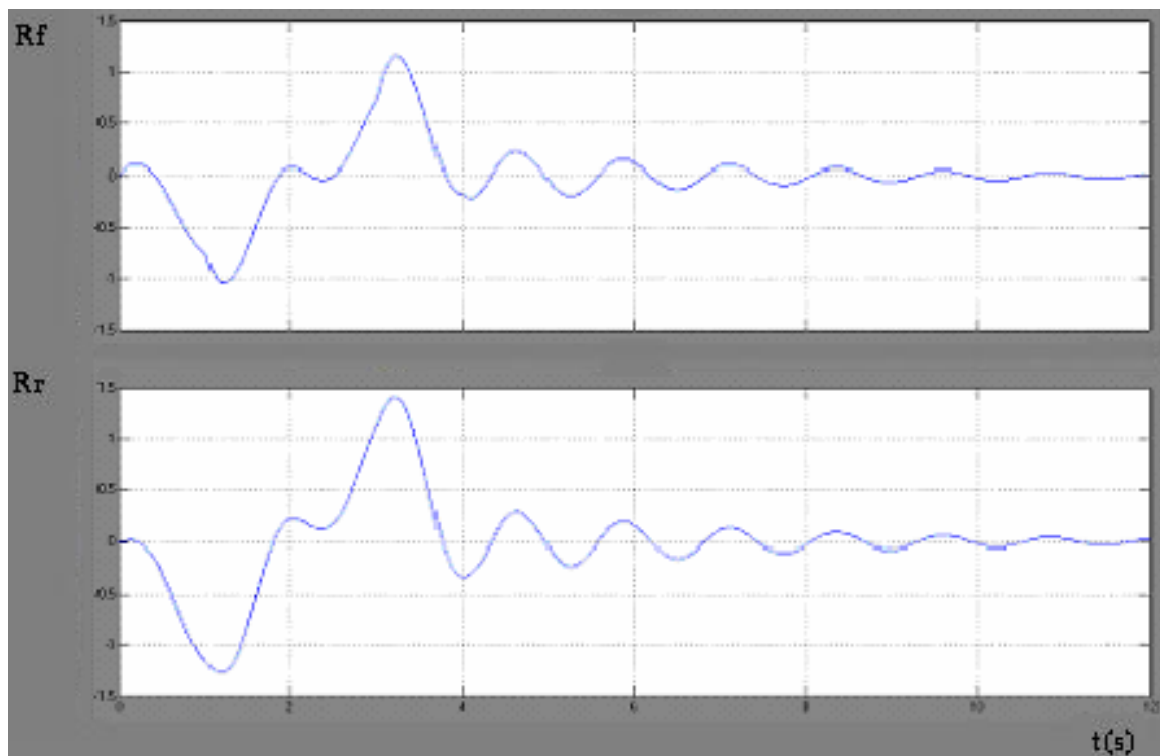


Figura 4.54. R_f y R_r con $v = 9$ m/s

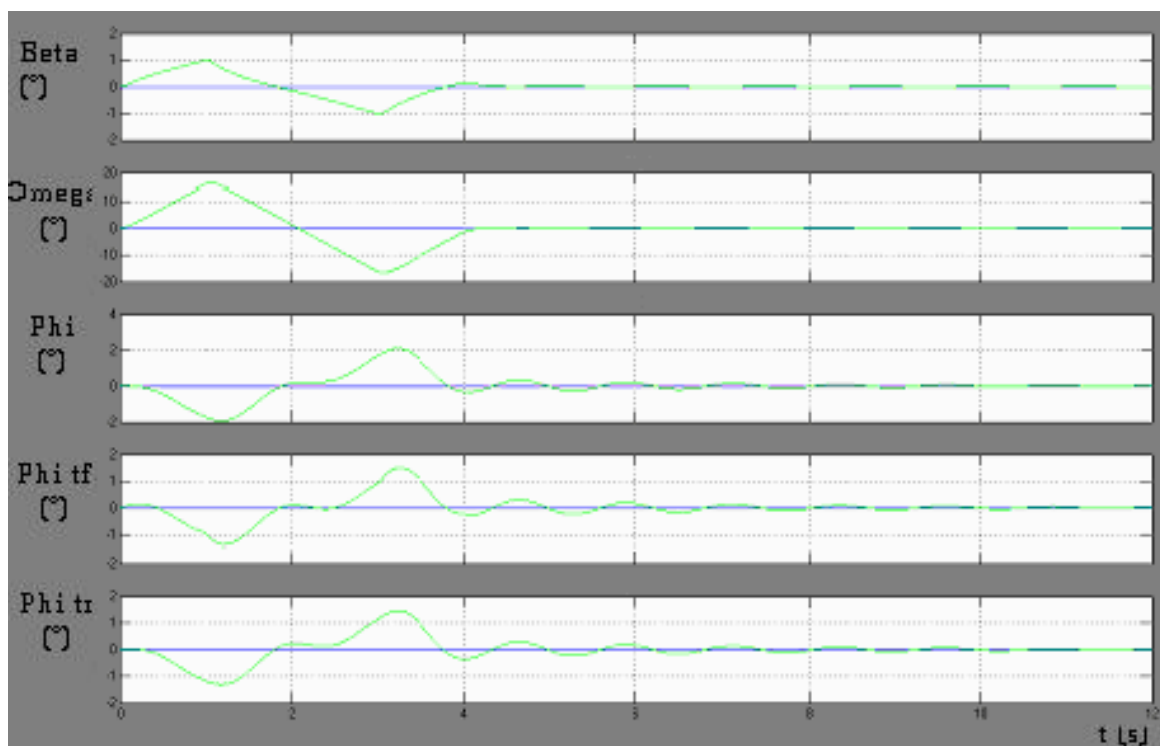
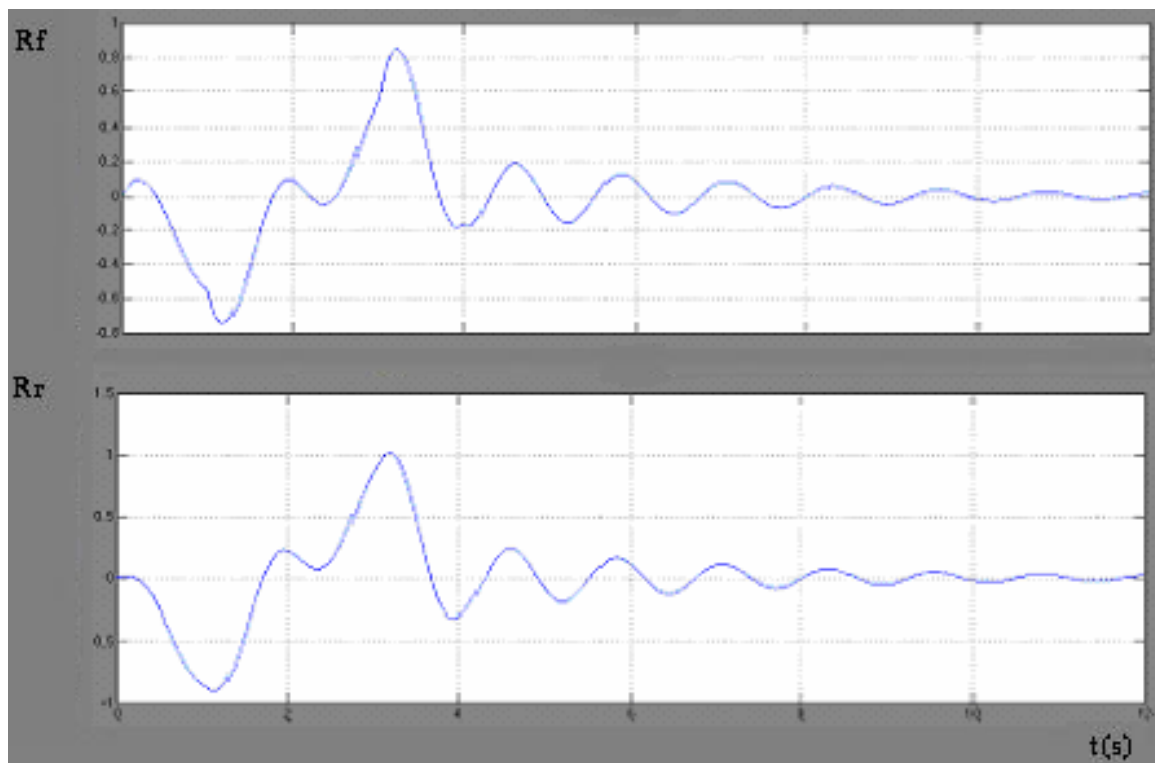
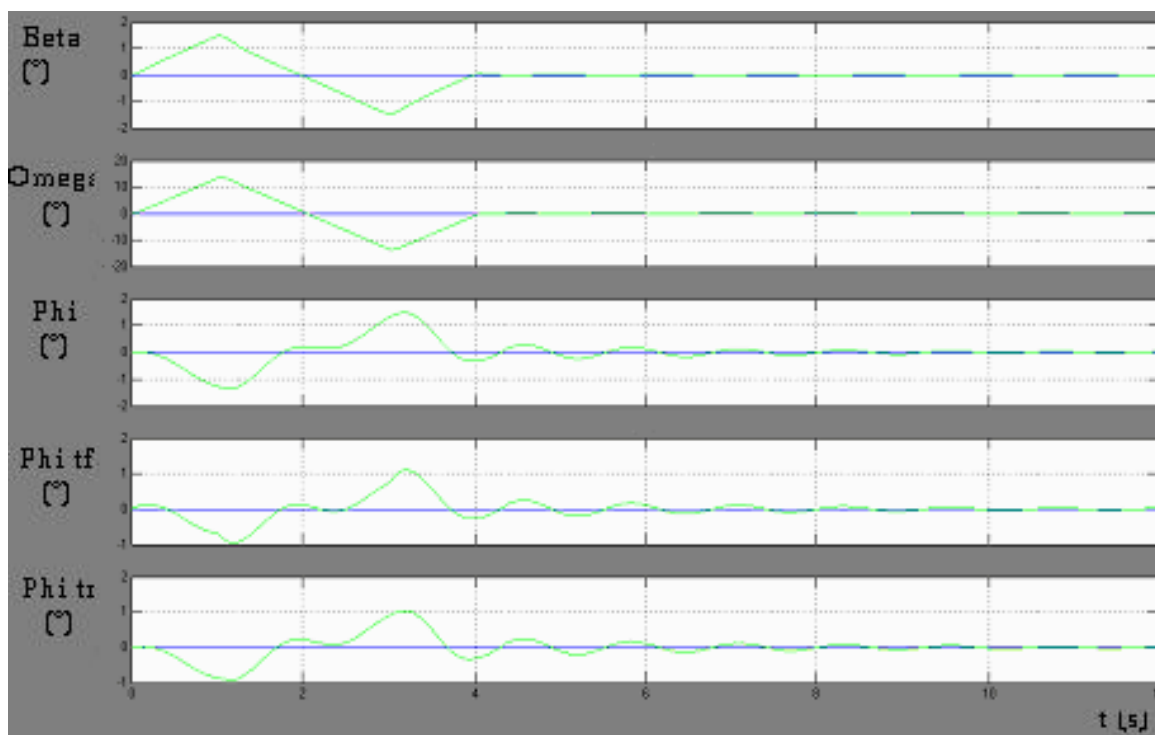
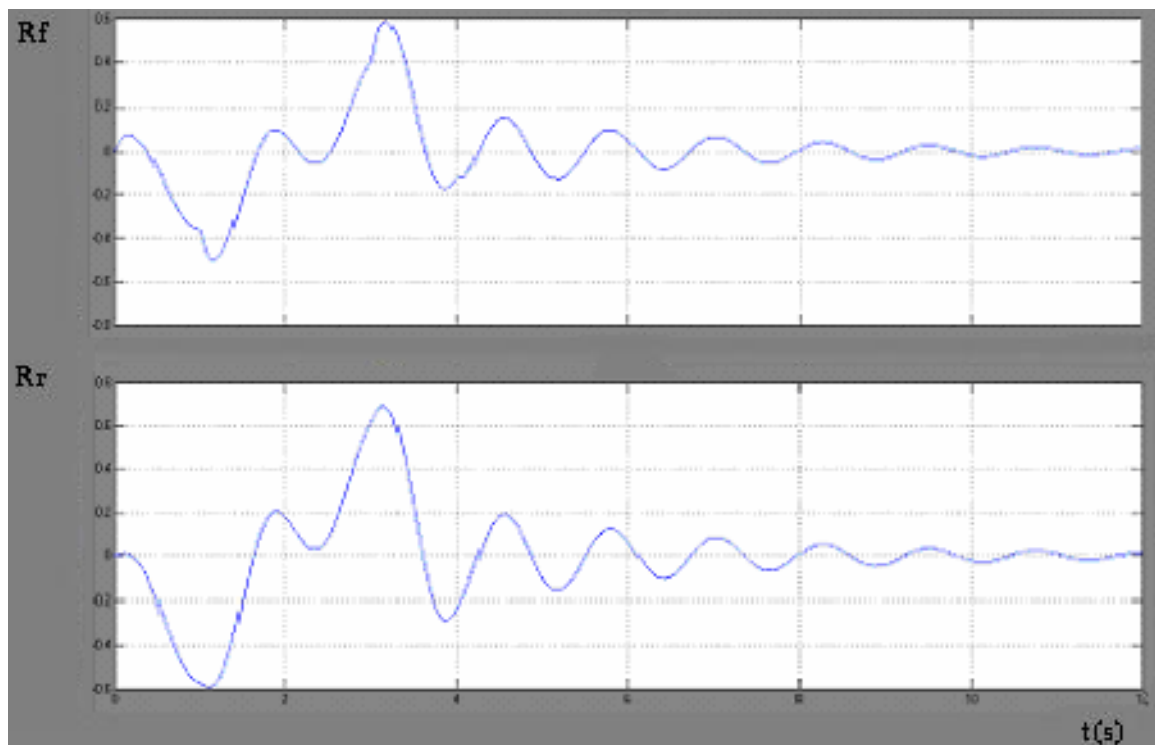
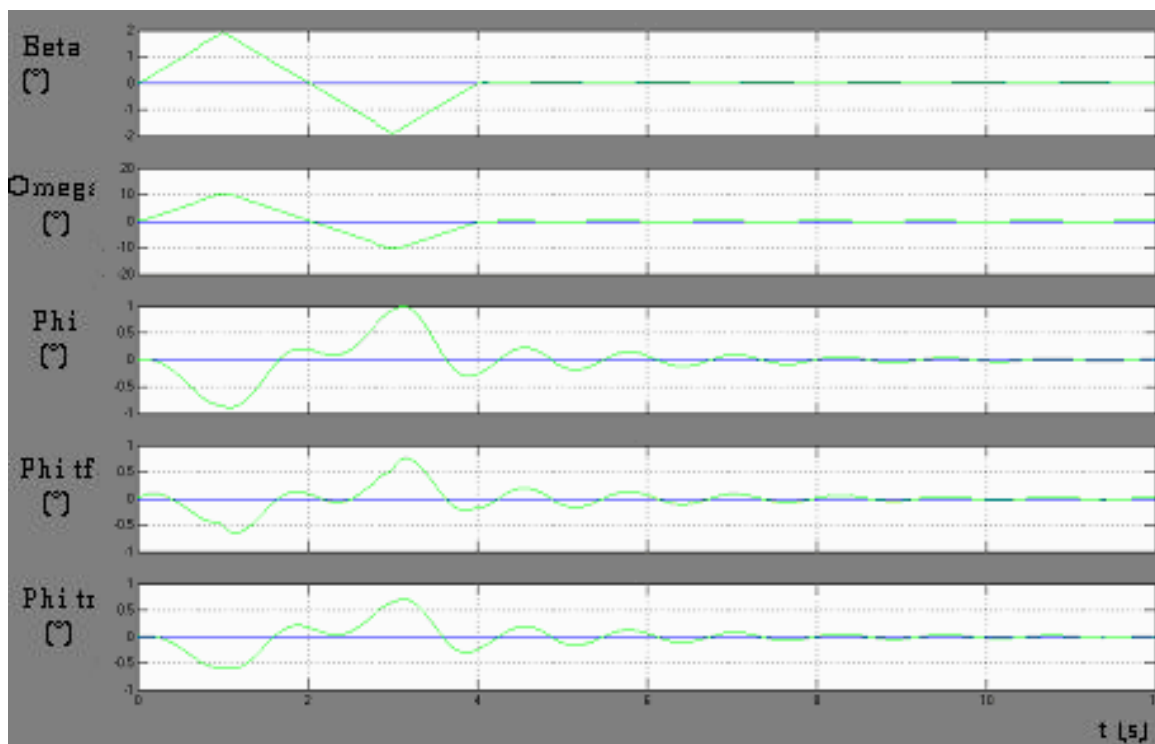


Figura 4.55. Ángulos con $v = 9$ m/s

Con $v = 7.5$ m/s:Figura 4.56. R_f y R_r con $v = 7.5$ m/sFigura 4.57. Ángulos con $v = 7.5$ m/s

Con $v = 6 \text{ m/s}$:Figura 4.58. R_f y R_r con $v = 6 \text{ m/s}$ Figura 4.59. Ángulos con $v = 6 \text{ m/s}$

Destaca el aumento de la velocidad límite a 10.4 m/s (37.44 Km./h) si se aumentan todos los parámetros un 20 % (Figura 4.50.), esto es un 15,6% más de velocidad longitudinal. Ocurre lo contrario al disminuir todos los parámetros un 20 % (Figura 4.56.), la velocidad límite disminuye a 7.5 m/s (27 Km./h), un 20% menos de velocidad. Esto indica que no existe una linealidad entre todos los parámetros, y que en caso de aumentar un 20 % la masa suspendida del vehículo no sería necesario aumentar un 20 % las prestaciones de los amortiguadores para mantener la velocidad límite.

4.6. Simulación modificando las constantes del eje trasero del vehículo

En este apartado se va a estudiar como varían los parámetros de salida al aumentar la constante de amortiguamiento y la constante de rigidez del eje trasero, ya que como se ha visto en todas las simulaciones, es el eje en el que antes se produce el inicio de vuelco. En concreto, se van a aumentar los valores un 20 %. Los nuevos valores aumentados en un 20% vienen definidos en la tabla 4.10., mientras que el resto de valores serán los dados por 4.1.

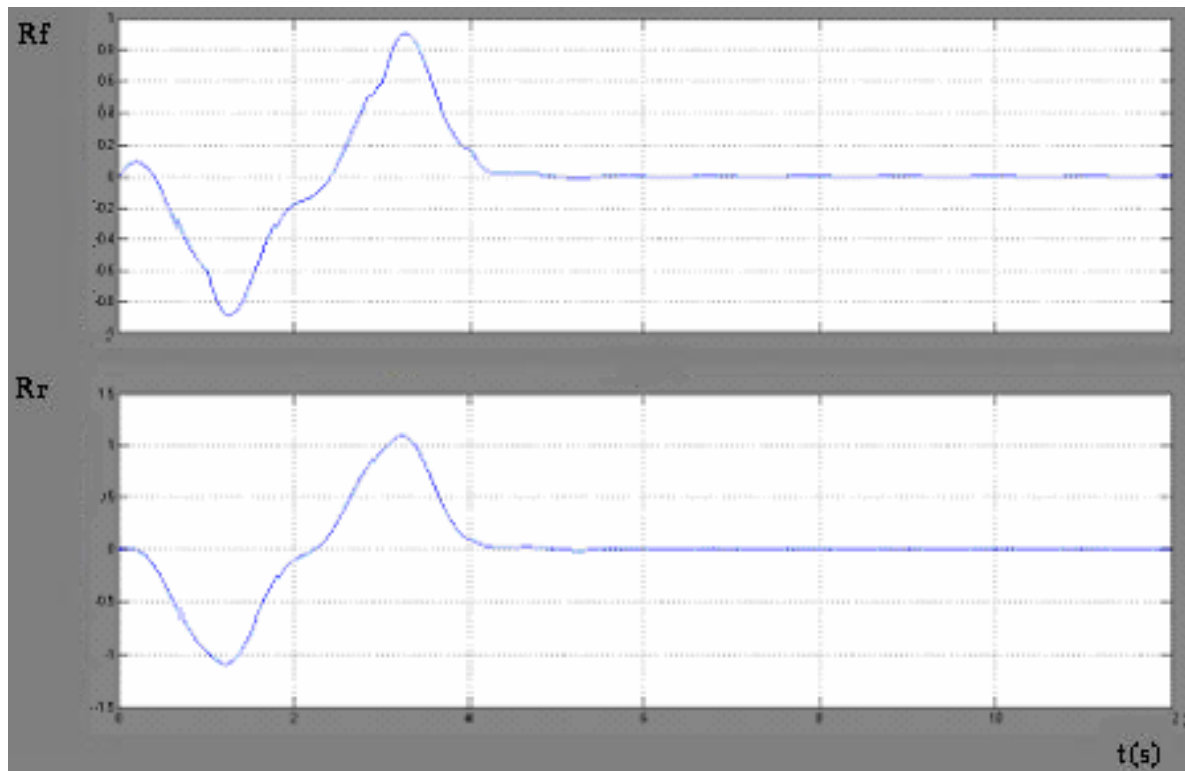
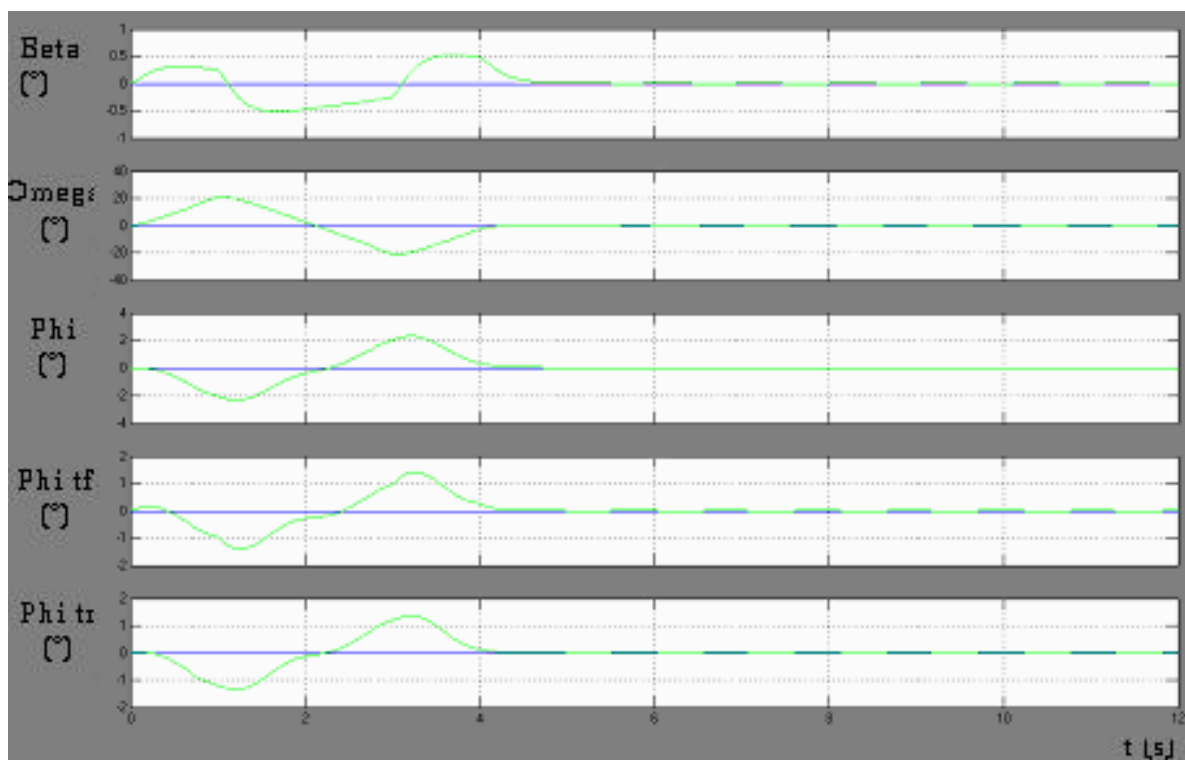
Tabla 4.10. Valores aumentados un 20% con respecto a los valores iniciales

Parámetros	Valor
k_r	$820.8 \times 10^3 \text{ Nm/rad}$
b_r	$120 \times 10^3 \text{ N/rad}$

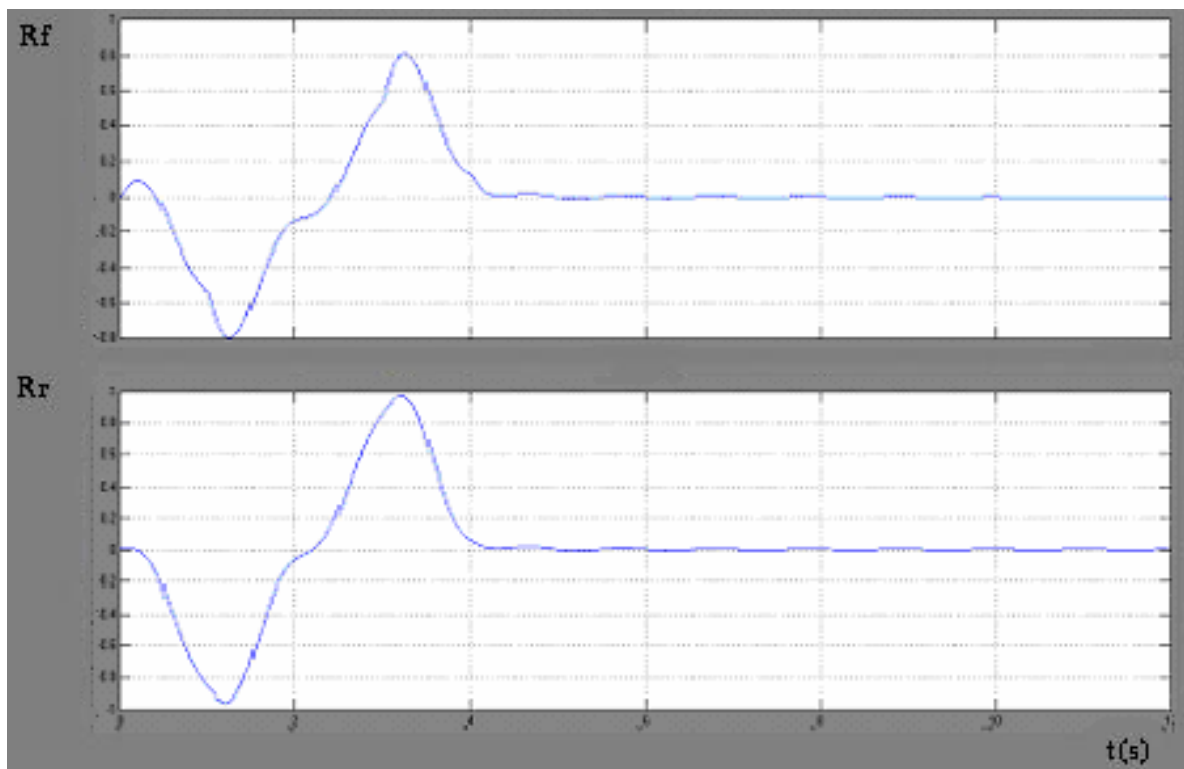
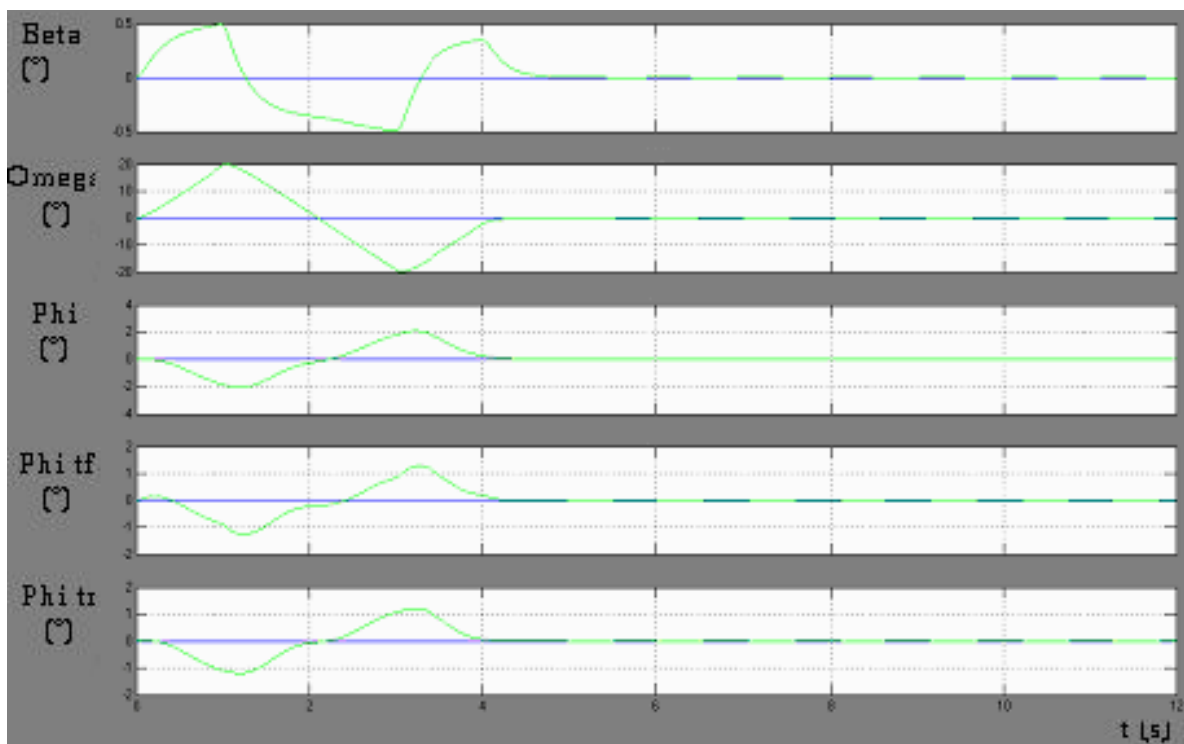
Se va a simular el sistema para las mismas velocidades que en los casos anteriores, para así poder comparar la influencia de aumentar los parámetros ya nombrados a la vez.

Simulación con b_r y k_r aumentados un 20 % con respecto a los iniciales.

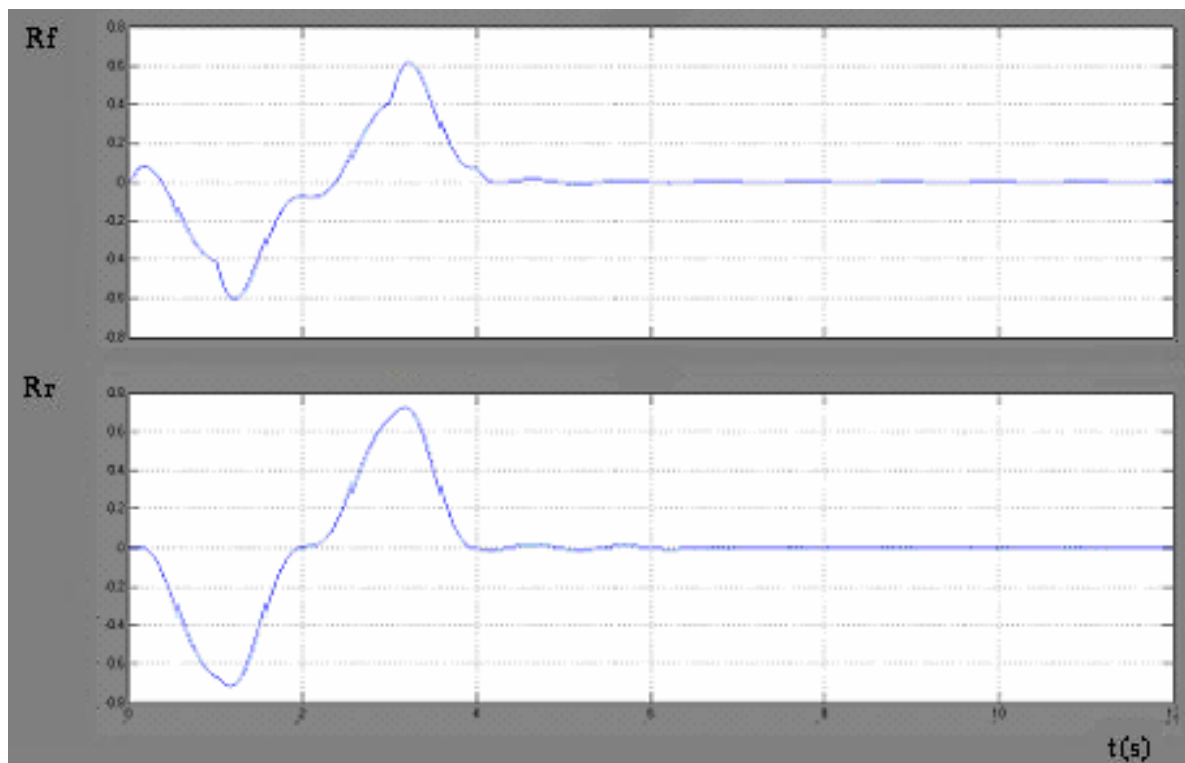
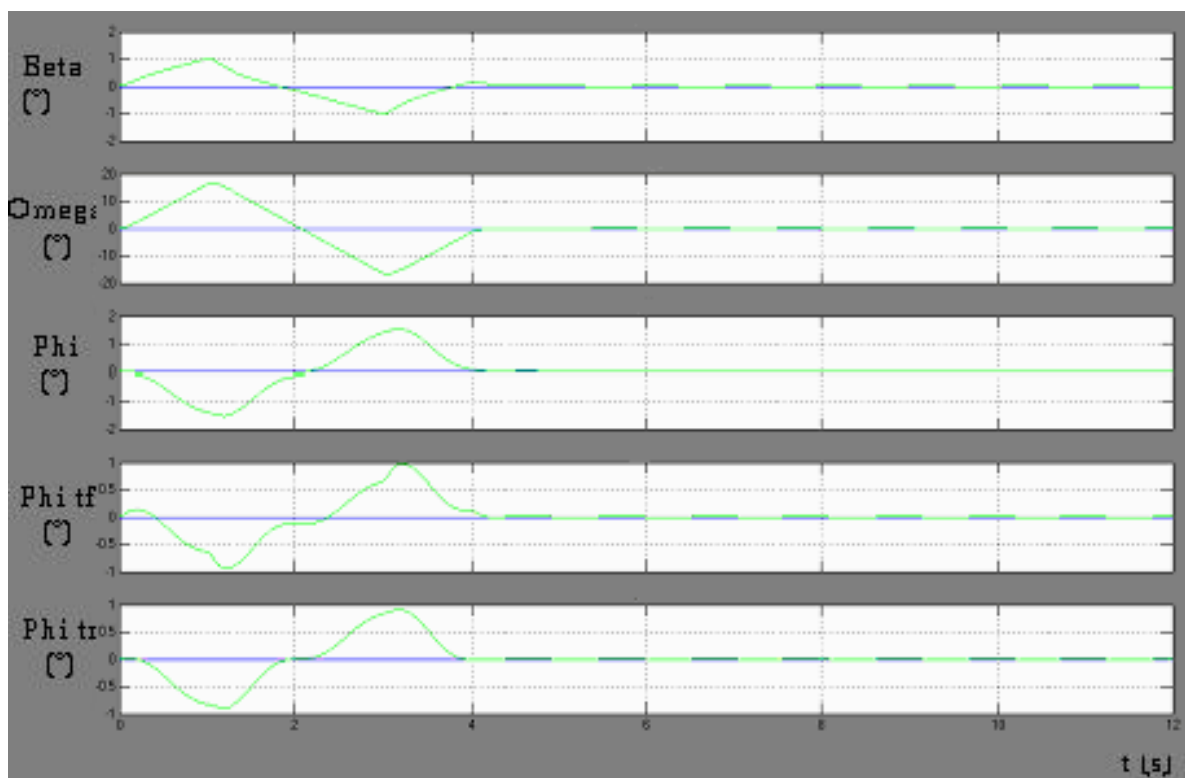
Con $v = 11 \text{ m/s}$:

Figura 4.60. R_f y R_r con $v = 11$ m/sFigura 4.61. Ángulos con $v = 11$ m/s

Con $v = 10.4$ m/s:

Figura 4.62. R_f y R_r con $v = 10.4$ m/sFigura 4.63. Ángulos con $v = 10.4$ m/s

Con $v = 9$ m/s:

Figura 4.64. R_f y R_r con $v = 9$ m/sFigura 4.65. Ángulos con $v = 9$ m/s

En este caso, se demuestra que basta con aumentar las prestaciones de los amortiguadores del eje trasero para aumentar la velocidad límite para la cual comienza el vuelco. Aumentando un 20% las constantes de amortiguamiento y de rigidez del eje trasero se consigue una velocidad límite de 10.4 m/s (37.44 Km./h) (Figura 4.62.), frente a los 9 m/s (32.4 Km./h) obtenidos con los valores iniciales (Figura 4.4.). Esto es un 15,6% más de velocidad lineal del vehículo.

Se puede observar que en el eje trasero la atenuación de la transferencia de carga normalizada es mayor que en el eje delantero (Figuras 4.60., 4.62. y 4.64.).

En cuanto a los ángulos $\beta, \psi, \phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$, en casos anteriores (Figura 4.5. por ejemplo) se apreciaba una ligera diferencia entre los valores los ángulos de balanceo de las masas no suspendidas $\phi_{t,f}$ y $\phi_{t,r}$, siendo mayor el correspondiente al eje trasero, lo cual se traducía en que el inicio de vuelco se produjera en dicho eje. No obstante, al aumentar un 20% las prestaciones del amortiguador del eje trasero, se consigue que la diferencia entre ambos ángulos de balanceo sea mínima (Figuras 4.61, 4.63 y 4.65).

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este apartado se van a detallar las conclusiones obtenidas de la realización del proyecto, así como los posibles trabajos y proyectos futuros a realizar como continuación y ampliación del mismo.

5.1. Conclusiones del proyecto

Se ha pretendido modelizar de manera simple un vehículo de caja unitaria para poder estudiar su comportamiento en adelantamiento ante la posibilidad de vuelco. Para ello se han modificado una serie de constantes del vehículo (masa suspendida, constantes de amortiguamiento y constantes de rigidez). De la modificación de dichas constantes y su estudio se han obtenido una serie de conclusiones:

- El eje que antes llega a la situación de vuelco es siempre el eje trasero.
- La variación de las constantes de amortiguamiento tiene una influencia mínima sobre el inicio de vuelco del vehículo. Cuánto mayores son estas constantes, antes se disipa la energía generada por el balanceo de la masa suspendida y antes es almacenada en los muelles, y ello se traduce en una mayor atenuación en la transferencia de carga normalizada y en los ángulos $\beta, \psi, \phi, \phi_{t,f}, \phi_{t,r}$ con respecto al tiempo.
- La variación de las constantes de rigidez si tiene una influencia sobre la posibilidad de vuelco del vehículo. Cuanto mayor son estas constantes, mayor es la energía almacenada por los muelles, y ello se traduce en un menor balanceo de la masa suspendida del vehículo, lo que conlleva que se puedan alcanzar mayores velocidades límites sin peligro de volcar.
- La variación de la masa suspendida del vehículo influye sobre el vuelco del vehículo. Cuanto mayor es la masa suspendida, mayores son las cargas

dinámicas laterales y se produce vuelco con menores velocidades del vehículo. El disminuir la masa suspendida permite alcanzar mayores velocidades límite.

- El eje trasero es el primero en el cual se inicia el vuelco. Por lo tanto, sobredimensionar los amortiguadores del eje trasero permite que el vehículo alcance mayores velocidades límite sin peligro de vuelco.
- No existe una linealidad entre el aumento de la masa suspendida y el aumento de las constantes de rigidez y amortiguamiento. Esto es, aumentar un porcentaje la masa suspendida no requiere aumentar el mismo porcentaje las prestaciones del sistema de suspensión para poder mantener la velocidad límite.

5.2. Trabajos futuros

Este proyecto es sólo el inicio de una serie de trabajos e investigaciones que se podrían dar en el futuro.

El estudio que se ha hecho se puede ampliar modificando las demás variables de las que consta el modelo, y estudiando su influencia en el vuelco. En este proyecto se ha simulado el comportamiento del vehículo en adelantamiento, pero también se puede estudiar el comportamiento en curva, en cambio de carril, zig-zag, etc.

También se podría utilizar un modelo de vehículo más complejo que el vehículo simple de caja unitaria utilizado en este proyecto, el cuál podría incluir barras antitorsión, tener más de una masa suspendida, etc.

También se podría enfocar este proyecto hacia el campo de los modelos de amortiguamiento. Existen diferentes modelos de amortiguamiento [11] como son el modelo de Bingham, de Wereley, o de Bouc Wen, que modelizan el comportamiento histerístico de los amortiguamientos, y que podrían ser implementados en el modelo de vehículo simple unitario para estudiar su comportamiento en vuelco con cada uno de ellos.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] <http://es.geocities.com/formvial2/apuntesreglatema1.doc>. Julio 2010.
- [2] *Real Decreto 1211/1990*, de 28 de septiembre, por el que se aprueba el Reglamento de la Ley de Ordenación de los Transportes Terrestres.
- [3] Font Mezquita, J., Dols Ruiz, J.F., Dols Ruiz, J.F. *Tratado sobre automóviles*. Editorial Universidad Politécnica de Valencia. 2004.
- [4] *Información trimestral de accidentes, N° 18 2º trimestre 2009*. Dirección General de Tráfico, Observatorio Nacional de Seguridad Vial. Ministerio del Interior, 2009.
- [5] Moreno, A., López Valdés, F., Miguel Perandones, J. *Análisis de la accidentalidad de camiones de PMA superior a 3,5 toneladas*. Dirección General de Tráfico, Observatorio Nacional de Seguridad Vial. Enero 2007.
- [6] Gaspar, P., Szaszi, I., Bokor, J. *Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*. Department of Control and Transport Automation, Budapest University of Technology and Economics, Budapest, Hungary. 16 de Mayo de 2003.
- [7] Sampson D.J.M., Cebón, D. *Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles*. Cambridge University Engineering Department. 2002.
- [8] Alberdi, J. *Manuales de automoción: Amortiguadores y Suspensión*. San Sebastián. Proyecto fin de carrera. Septiembre 2002.
- [9] *Diccionario Enciclopédico Salvat*. Ed. 1993.
- [10] Gil Rodriguez, M. *Introducción rápida a Matlab y Simulink para ciencia e ingeniería*. Editorial Díaz de Santos 2003.

- [11] Wereley, N. M., Pang, L., and Kamath, G.M. *Idealized hysteresis modelling of electrorheological and magnetorheological dampers*. Chapter 7, Dynamic Modelling of MR Dampers. J. Intelligent Mat. Systems and Struct. (1998).